



Universidad
Carlos III de Madrid

Departamento de Ingeniería Mecánica

PROYECTO FIN DE CARRERA

Diseño de una rueda motriz con motor integrado en el eje para uso en motocicletas eléctricas.

Autor: Daniel Abad Moralejo

Tutor: David Mauricio Alba Lucero

Director: Juan Carlos García Prada

Leganés, octubre 2010

Título: Diseño de una rueda motriz con motor integrado en el eje
para uso en motocicletas eléctricas.

Autor: Daniel Abad Moralejo.

Director: Juan Carlos García Prada.

EL TRIBUNAL

Presidente: _____

Vocal: _____

Secretario: _____

Realizado el acto de defensa y lectura del Proyecto Fin de Carrera el día ____ de _____ de 20__ en Leganés, en la Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid, acuerda otorgarle la CALIFICACIÓN de

VOCAL

SECRETARIO

PRESIDENTE

Agradecimientos

A D. David Mauricio Alba Lucero por haber tenido tan brillante idea para permitirme realizar este proyecto.

A D. Juan Carlos García Prada, ya que sin él, ninguno de los proyectos del departamento podrían seguir adelante.

A mi familia, por haberme aguantado y apoyado tanto todos estos años de forma incondicional.

Resumen

El presente proyecto surge de una idea innovadora de mi tutor de PFC: la instalación de un motor en el interior de una rueda, con la consiguiente liberación de espacio en el cuerpo central de una motocicleta donde se podrían alojar mayor cantidad de baterías. La aplicación a la que se destina está relacionada con el sector de las motocicletas, si bien, como concepto, es aplicable a más vehículos.

Para conseguir dicha tarea se dispone de un motor síncrono CC de electrohusillo sin escobillas utilizados comúnmente como servomotores que ofrecen elevados pares de fuerza en tamaños compactos.

En el siguiente documento se pondrán en práctica los conocimientos adquiridos durante la carrera de Ingeniería Industrial para acometer los cálculos de resistencia de los materiales estructurales, engranajes y rodamientos y se demostrará su viabilidad técnica

El resultado final concluirá con la aprobación del diseño desde el punto de vista técnico – teórico, razonando que la capacidad del motor y el uso de materiales comunes permitirán el desplazamiento de una motocicleta con velocidad limitada superior a los scooters eléctricos comerciales actuales. Las desventajas serán, principalmente, el coste y unas dimensiones mayores de las deseadas.

Palabras clave: motor CC sin escobillas, motocicletas eléctricas, motor integrado, rueda motriz.

Abstract

This project starts from an innovative idea of my tutor: the installation of an engine inside a wheel, thereby freeing space in the central body of an electric motorcycle where more batteries could be fitted. Although this project is focused on motorcycle industry, it is applicable to other vehicles.

In order to achieve this task we chose a brushless DC motor commonly used as actuators which offer high torque capacity in compact sizes.

In the following project, part of the knowledge acquired during the Mechanical Engineering degree will be implemented to choose the structural materials, gears and bearings and to check its technical viability.

The result will conclude with the acceptance of the design from technical and theoretical points of view. It will be proved that the engine capacity and the use of common materials allow the motion of a motorcycle with top speed limited higher than the current commercial electric scooters. The disadvantages are mainly the cost and a size larger than the one desired.

Keywords: brushless DC motor, electric motorcycle, integrated motor.

Índice general

1. INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS.	1
1.1 Introducción.	1
1.2 Objetivos.	2
1.3 Fases de desarrollo.	3
1.4 Medios empleados.	4
1.5 Estructura de la memoria.	4
2. TRANSPORTE ELÉCTRICO.	6
2.1 Concienciación ecológica.	6
2.2 Estado del arte.	7
2.2.1 Motocicletas TTXGP.	7
2.2.2 Motocicletas Comerciales.	8
2.2.3 Plan MOVELE.	9
3. MOTORES ELÉCTRICOS.	11
3.1 Características generales de los servomotores.	11
3.2 Motor Síncrono CC sin escobillas.	12
3.3 Motores HW de Parker SSD Parvex.	13
3.4 Características específicas de HW635.	14
3.4.1 Elementos adicionales.	14
a) Resolver.	14
b) Camisa de agua.	15
c) Servicio de potencia intermitente.	15
4. DATOS INICIALES REQUERIDOS.	17
4.1 Legislación de carreteras en España.	17
4.2 Condiciones impuestas al motor.	19
4.3 Reducción mínima.	19
4.4 Velocidades y Fuerzas disponibles.	21
4.5 Comportamiento frente a rampas.	23

5. EJE, CARCASA Y PORTASATÉLITES.	25
5.1 Justificación de la geometría elegida.	25
a) Dimensión del motor.	26
b) Cableado.	26
c) Eje.	28
d) Engranajes epicicloidales.	28
e) Portasatélites y piezas de unión.	29
5.2 Punto crítico del diseño.	29
5.3 Modelado de la estructura.	30
5.4 Teorema de Castigliano.	31
5.5 Reacciones calculadas con MathCad.	32
5.5.1 Variables iniciales.	33
5.5.2 Momentos de Inercia.	34
5.5.3 Descomposición del modelo y desplazamientos.	35
5.6 Factores de seguridad.	40
5.6.1 Momentos flectores y torsores.	40
5.6.2 Secciones críticas.	41
5.6.3 Materiales seleccionados.	42
5.6.4 Fallo por fluencia.	43
5.6.5 Fallo por Fatiga.	45
6. ENGRANAJES.	56
6.1 Geometría de los engranajes.	56
6.2 Proceso para hallar el material de los engranajes.	59
6.3 Cálculo del coeficiente de seguridad.	60
6.3.1 Cálculo de cargas transmitidas.	60
6.3.2 Fallos por rotura a flexión en la base del diente.	61
6.3.3 Deterioro por picadura en los flancos de los dientes.	68
6.3.4 Elección del material final.	72
6.4 Lubricante para el engranaje.	74
7. RODAMIENTOS Y LUBRICACIÓN.	75
7.1 Introducción a los rodamientos.	75
7.2 Tipos de rodamientos.	77
7.2.1 Rodamientos rígidos de una hilera.	77
7.2.2 Rodamiento de contacto angular.	77
7.2.3 Rodamientos de rodillos cilíndricos.	78
7.2.4 Obturación.	79
7.3 Lubricación.	82
7.4 Elección de rodamientos con MITCalc.	85
8. RETENES.	91
8.1 Función de los retenes.	91
8.2 Tipos de retenes.	92
a) Tipo A.	92
b) Tipo B.	92
c) Tipo C.	92
8.3 Selección del material del retén.	94

9. DISEÑO FINAL.	95
9.1 Orden del Montaje.	95
9.2 Peso final.	100
10. PRESUPUESTO.	102
11. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS.	104
12. BIBLIOGRAFÍA.	106
13. ANEXOS.	109
Plano medidas fundamentales.	
Plano de la carcasa.	
Plano del portasatélites.	
Plano de las piezas de unión.	
Plano del eje.	
Plano de la llanta.	
Plano del tapacubos izquierdo.	
Plano de la tapa separadora derecha.	
Plano de la tapa separadora izquierda.	
Detalle constructivo del motor HW635.	

Índice de figuras

Figura 1. Imágenes de las motocicletas de la carrera TTXGP en el orden de la tabla.	7
Figura 2. Recopilación del estilo de motocicletas eléctricas.	8
Figura 3. Montaje típico para un motor HW.	13
Figura 4. Ejemplo de un motor HW y gráfica genérica.	14
Figura 5. Torque y Potencia transmitidos según la velocidad en el modelo HW635CF.	15
Figura 6. Fuerzas resistentes a varias pendientes y Fuerza tractora a diferentes voltajes.	22
Figura 7. Fuerzas disponibles a diversas pendientes y velocidades.	22
Figura 8. Aceleración disponible a diversas pendientes y velocidades.	23
Figura 9. Sección de la estructura principal de la rueda.	25
Figura 10. Geometría principal de eje, carcasa y portasatélites.	26
Figura 11. Circuito de agua y eléctrico.	27
Figura 12. Hueco entre los engranajes para ajustar el tubo con refrigerante.	27
Figura 13. Cableado eléctrico del resolver y estator.	28
Figura 14. Tren epicicloidal.	29
Figura 15. Vista en alambres del modelo real.	30
Figura 16. Modelo idealizado de la rueda motriz..	30
Figura 17. Modelo de la estructura.	31
Figura 18. Ejemplo para el teorema de Castigliano.	31
Figura 19. Localización de los diferentes momentos de inercia.	34
Figura 20. Descomposición del modelo.	35
Figura 21. Sistema real para el desplazamiento vertical de la carcasa	35
Figura 22. Sistema ficticio para el desplazamiento en $va1$.	35
Figura 23. Sistema ficticio para el desplazamiento en $va2$.	36
Figura 24. Sistema ficticio para el desplazamiento en $va3$.	37
Figura 25. Sistema real para el desplazamiento vertical del eje.	37
Figura 26. Sistema ficticio para el desplazamiento en $vb1$.	38
Figura 27. Sistema ficticio para el desplazamiento en $vb2$.	38
Figura 28. Sistema ficticio para el desplazamiento en $vb3$.	38
Figura 29. Caso a, Q en sentido a favor de la gravedad.	39

Figura 30. Caso b, Q en sentido opuesto a la gravedad.	39
Figura 31. Caso c, Q en dirección perpendicular a la gravedad.	39
Figura 32. Momentos flectores en la carcasa.	40
Figura 33. Momentos flectores y torsores en el eje.	41
Figura 34. Secciones críticas en la carcasa.	41
Figura 35. Secciones críticas en el eje.	42
Figura 36. Tensión Cortante máxima en el círculo de Mohr.	43
Figura 37. Línea de Soderberg.	45
Figura 38. Gráfica de sensibilidad a las ranuras.	51
Figura 39. Barra de sección circular en flexión con estrechamiento y entalles.	51
Figura 40. Factor Kf para barras huecas con taladro transversal.	51
Figura 41. Coeficiente Kf para chavetas.	52
Figura 42. Geometría de los engranajes.	56
Figura 43. Diámetros de los engranajes.	58
Figura 44. Longitud de la línea de acción.	59
Figura 45. Cargas transmitidas por los engranajes.	61
Figura 46. Coeficientes geométricos.	64
Figura 47. Gráfica de la Resistencia a flexión AGMA frente a la dureza Brinell.	65
Figura 48. Gráfica del factor de duración para los tres engranajes.	66
Figura 49. Resistencia a fatiga AGMA.	70
Figura 50. Gráfica de factor de duración CL.	70
Figura 51. Factor de dureza.	71
Figura 52. Sistema ideal de lubricación del conjunto rueda - motor.	74
Figura 53. Colocación de todos los rodamientos.	75
Figura 54. Tipos de rodamientos según la carga que pueden soportar.	76
Figura 55. Diseño NU, N, NJ, NP.	79
Figura 56. Disposición de rodamientos de rodillo y contacto angular en el eje principal.	79
Figura 57. Obturaciones de baja fricción tipo RSL, 2RSL y RZ.	80
Figura 58. Obturaciones rozantes del tipo RSH, 2RSH, RS1 con resalte interior o lateral.	81
Figura 59. Viscosidades cinemáticas ideales según geometría y velocidad de giro.	83
Figura 60. Condiciones de trabajo y los valores de viscosidad ISO correspondientes.	84
Figura 61. Localización de los retenes.	91
Figura 62. Partes del retén tipo A según la norma DIN 3760.	92
Figura 63. Montaje 1.	95
Figura 64. Montaje 2.	96
Figura 65. Montaje 3.	96
Figura 66. Montaje 4.	97
Figura 67. Montaje 5.	97
Figura 68. Montaje 6.	98
Figura 69. Montaje 7.	98
Figura 70. Montaje 8.	99
Figura 71. Montaje 9.	99

Índice de tablas

Tabla 1. Características de motocicletas de competición TTXGP	7
Tabla 2. Datos de motocicletas comerciales.	8
Tabla 3. Valores medios para motocicletas con propulsión térmica.	9
Tabla 4. Prestaciones por la compra de un vehículo eléctrico.	10
Tabla 5. Puntos de recarga eléctrica para vehículos previstas para el 2010.	10
Tabla 6. Ventajas e inconvenientes de los actuadores eléctricos.	12
Tabla 7. Ventajas e inconvenientes de los cuatro tipos de motores eléctricos.	12
Tabla 8. Características del motor HW635CF.	14
Tabla 9. Dimensiones del motor HW635.	14
Tabla 10. Requisitos del refrigerante	15
Tabla 11. Clasificación de las pendientes en carreteras de España.	17
Tabla 12. Los 4 Puertos con mayor pendiente de Europa y de España.	18
Tabla 13. Distancias recorridas máximas a máxima tensión.	24
Tabla 14. Variables iniciales, conocidas e incógnitas.	33
Tabla 15. Resumen de cargas en cada uno de los 3 casos discretizados.	39
Tabla 16. Resumen de desplazamientos en cada uno de los 3 casos discretizados.	40
Tabla 17. Datos de materiales en eje y carcasa.[SM90a]	42
Tabla 18. Coeficientes de seguridad en la carcasa.	44
Tabla 19. Coeficientes de seguridad para el eje.	45
Tabla 20. Momentos de inercia geométrico transversal y polar de la carcasa.	46
Tabla 21. Esfuerzos alternantes y medios en la carcasa.	47
Tabla 22. Momentos de inercia geométrico transversal y polar en el eje.	47
Tabla 23. Esfuerzos alternantes y medios en el eje.	48
Tabla 24. Coeficientes del factor de acabado superficial.	49
Tabla 25. Factores de Tamaño para la carcasa.	49
Tabla 26. Factores de Tamaño para el eje.	50
Tabla 27. Factor de concentración de tensiones para la carcasa.	52
Tabla 28. Factor de concentración de tensiones para el eje.	52
Tabla 29. Límite de fatiga corregido para la carcasa.	53

Tabla 30. Límite de fatiga corregido para el eje.	53
Tabla 31. Coeficientes de seguridad ante fatiga para la carcasa.	54
Tabla 32. Coeficientes de seguridad ante fatiga para el eje.	54
Tabla 33. Módulos estándares.	57
Tabla 34. Datos sobre los tres tipos de engranajes.	58
Tabla 35. Características de la aleación de aluminio A365.	60
Tabla 36. Valores orientativos del factor de aplicación.	62
Tabla 37. Factores de distribución de carga.	63
Tabla 38. Factores de duración K_L para los tres engranajes	66
Tabla 39. Coeficientes generales del acero y del aluminio.	68
Tabla 40. Factores geométricos I de cada engranaje.	69
Tabla 41. Factores de duración C_L para cada engranaje.	71
Tabla 42. Resumen de la influencia del ancho del diente sobre los requisitos del material.	73
Tabla 43. Efecto del tamaño de diente sobre la resistencia mínima.	73
Tabla 44. Propuestas de materiales para el engranaje solar.	73
Tabla 45. Propuestas de materiales para el engranaje satélite.	73
Tabla 46. Datos iniciales para el cálculo de rodamientos.	76
Tabla 47. Tipos de obturaciones para rodamientos y sus características.	80
Tabla 48. Selección de posibles obturaciones.	82
Tabla 49. Posibles Diámetros medios.	83
Tabla 50. Viscosidad cinemática real de trabajo.	84
Tabla 51. Datos recopilados para la selección de rodamientos.	85
Tabla 52. Datos en MITCalc para el rodamiento nº1.	86
Tabla 53. Equivalencia de la fluctuación de cargas en el rodamiento nº2.	86
Tabla 54. Datos en MITCalc para el rodamiento nº2.	87
Tabla 55. Datos en MITCalc para el rodamiento nº3.	88
Tabla 56. Datos en MITCalc para el rodamiento nº4.	88
Tabla 57. Datos en MITCalc para el rodamiento nº5.	89
Tabla 58. Resumen de los rodamientos elegidos.	89
Tabla 59. Rodamientos para los engranajes satélites.	90
Tabla 60. Dimensión de retenes según la norma DIN3760.	93
Tabla 61. Dimensión de los retenes elegidos.	94
Tabla 62. Materiales para el retén.	94

Capítulo 1

Introducción y objetivos.

1.1 Introducción

El presente proyecto está enmarcado en un conjunto de iniciativas realizadas por el departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad Carlos III y dirigidas por D. David Mauricio de Alba, D. José Germán Pérez y D. Juan Carlos García Prada, que tienen como fin la investigación de mejoras técnica en las motocicletas eléctricas. En concreto, éste surge de la idea de construir desde el inicio una motocicleta eléctrica de potencia media, uso diario y posibilidad comercial a través de la aportación de diversos proyectos del alumnado.

Este proyecto propone una diferenciación innovadora frente a las actuales motocicletas disponibles en el mercado. Se instalará un motor eléctrico compacto en una parte de la motocicleta desaprovechada: la llanta de la rueda. Mediante cálculos de resistencia se fijarán los parámetros de diseño básicos para eventuales proyectos futuros.

Para lograr este fin, se investigará la viabilidad para instalar un motor eléctrico no habitual en el sector automovilístico. La gama de motores eléctricos síncronos DC de electrohusillos tienen la gran ventaja de procurar una potencia elevada con unas dimensiones pequeñas. Sus aplicaciones comunes son las de centros de mecanizado, fresado, torneado, rectificado, etc [PAR].

Las ventajas principales de esta propuesta son:

- Liberar espacio en el cuerpo central para instalar un mayor número de baterías y así ampliar la autonomía de la motocicleta, principal problema de todo vehículo eléctrico.
- Conseguir una motocicleta innovadora destinada al mercado de consumidores que quieran respetar la naturaleza a la vez que disfrutan de una conducción con capacidad similar a los motores térmicos.

Con la alta capacidad del motor, el diseño exterior de la motocicleta podrá ser similar a una de competición de la carrera de TTXGP [TTX] para atraer a los aficionados a este deporte, ampliando las posibilidades de mercado en este sector.

Este proyecto es importante porque debe incitar a continuar progresando en la fabricación de vehículos eléctricos y a diversificar sus posibilidades, ya que son necesarios para reducir la alta contaminación que provoca el sector de los transportes.

1.2 Objetivos.

El objetivo principal de este proyecto es asentar las bases de diseño y cálculo de resistencias para construir el prototipo de la rueda motriz con el motor integrado en el eje.

En base a ese objetivo principal, se proponen los siguientes objetivos parciales:

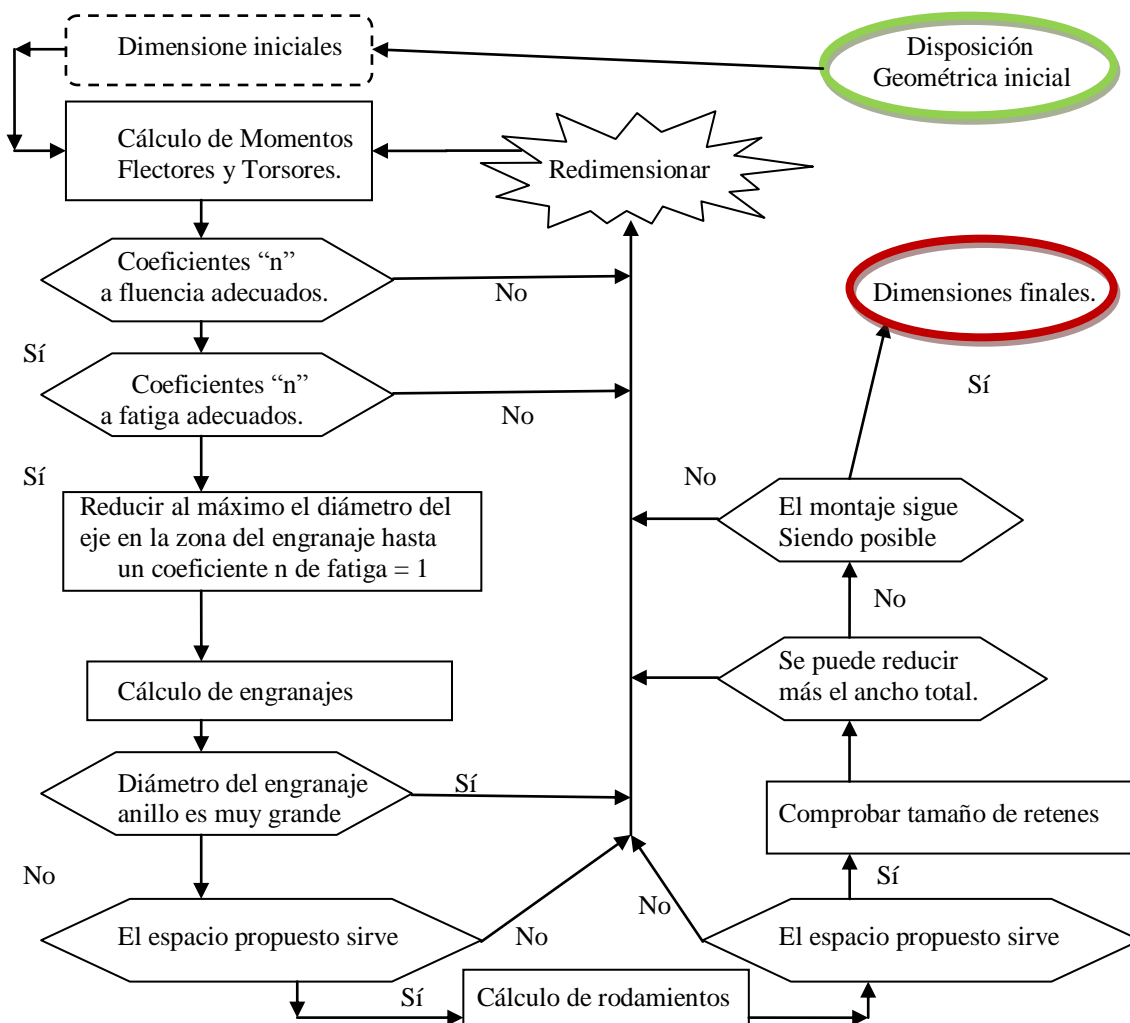
- Encontrar un diseño geométrico razonando la posición de cada elemento y que cumpla con los requisitos del manual del motor.
- Justificar todas las decisiones ingenieriles tomadas mediante documentación o referencias.
- Imponer criterios conservadores de cálculo para asegurar que el prototipo va a funcionar correctamente.
- Releva de estos criterios a los puntos críticos del diseño: aquellos cuyas dimensiones afectan con mayor incidencia sobre el tamaño final.
- Reducir las dimensiones de dichos puntos sin afectar a la seguridad estructural.
- Proponer materiales que añadan una alta durabilidad al conjunto rueda - motor.

1.3 Fases del desarrollo.

La primera fase responde a la investigación sobre el estado del arte actual de las motocicletas eléctricas en España. Esto permite marcar una referencia de datos importantes como pesos, potencias y velocidades punta alcanzadas por los vehículos comercializados. Se requieren estos datos porque la motocicleta propuesta por el departamento de Ingeniería Mecánica está en su etapa de desarrollo y sus valores finales aún son hipotéticos.

La segunda fase consiste en decidir, según la información recogida, las condiciones en que interesa que trabaje el motor. Ha habido que tomar la decisión de si se planteaba el problema para un prototipo urbano o algo más deportivo. Se optó por el segundo.

La tercera fase es el desarrollo del diseño propiamente dicho. Al tener que inventarse la colocación de cada pieza sin estar seguro de si iba a funcionar, se ha procedido a un método iterativo que se basa en el diagrama siguiente. Las preguntas planteadas ayudan a no perder de vista los objetivos secundarios. Las dimensiones iniciales se consideran a partir del tamaño del motor y de los datos obtenidos en la primera fase.



En este proyecto solo se contempla el resultado final de la iteración, la cuál ha sido realizada de modo sencillo gracias a los softwares presentados a continuación.

1.4 Medios empleados.

- El diseño geométrico y las comprobaciones sobre el montaje se realizaron con el software de diseño mecánico Pro Engineer Wildfire 4 School Edition.
- Los cálculos estructurales se han hallado con la ayuda de MathCad.
- Los coeficientes de seguridad se han obtenido con Excel.
- Los cálculos de rodamientos se obtuvieron con el software libre MITCalc
- En todo momento se han tenido presentes los apuntes de la carrera, el libro de Diseño de la Ingeniería Mecánica de Joseph E. Shigley y Charles R. Mischke.
- Toda la bibliografía reflejada en las referencias.

1.5 Estructura de la memoria

Para facilitar la lectura de la memoria, se incluye a continuación un breve resumen de cada capítulo.

Capítulo 2: Transporte eléctrico.

Se presenta una breve introducción sobre las ventajas que tienen los vehículos eléctricos en nuestra sociedad y el motivo por el que son importantes. Se repasará el estado del arte en motocicletas eléctricas tanto en carreras de alta competición como las urbanas, donde se comprobará que no tienen peores capacidad de trabajo que una de motor de explosión. Por último, se hará un corto repaso sobre una importante iniciativa política llamada plan MOVELE.

Capítulo 3: Motores eléctricos.

Este capítulo explica el uso dado a los servomotores y se continúa nombrando específicamente las ventajas y desventajas de los motores Síncronos CC sin escobillas en relación con los demás tipos de servomotores. Se continuará analizando las propiedades concretas del tipo de motor comercial que se ha elegido y finalmente se mencionarán las características del modelo HW635.

Capítulo 4: Datos iniciales.

Se plantean las condiciones que el motor deberá satisfacer, como la pendiente, la velocidad y el peso, para determinar el valor más conveniente de la reducción del tren epicicloidal. Una reducción menor de la cuenta no permitiría utilizar todo el margen de trabajo del motor. Finalmente se dibujarán las relaciones que demostrarán que la motocicleta tiene suficiente capacidad como para circular a velocidades legales por la gran mayoría de carreteras.

Capítulo 5: Eje y Carcasa.

Se justificarán las decisiones tomadas para la forma geométrica del diseño. Algunos motivos están impuestos por el motor, como su propio tamaño y cableado. Otros responden a la intención de aliviar la carga en puntos concretos, facilitar el montaje, o mejorar la actividad magnética del rotor.

Se modela la estructura y se procede al cálculo de fuerzas mediante el teorema de Castigliano. Se eligen los materiales más adecuados. Finalmente, se definirán las secciones críticas del diseño y se hallarán los factores de seguridad a fluencia con el teorema del esfuerzo cortante máximo y el factor de seguridad por fatiga con criterio de Soderberg. Los esfuerzos en las llantas se obviarán, pues es un material que se utiliza de forma extendida en las ruedas de vehículos, por lo que queda constancia de su eficacia.

Capítulo 6: Engranajes.

Se justificará el motivo por el que se ha seleccionado un reductor epicicloidal, su geometría, sus medidas y el número de dientes. Para hallar los materiales adecuados se parte de la premisa de que el engranaje del anillo estará mecanizado sobre el tambor de la llanta. El estudio a flexión y a picadura indicará un valor mínimo del ancho de este engranaje para esta aleación de aluminio. A partir de ese valor se obtendrá una tabla que relacione el ancho de diente con los valores mínimos de resistencia a flexión y picadura que deberán cumplir los materiales del engranaje solar y los satélites. Finalmente se llegará a un compromiso entre estas dos variables.

Capítulo 7: Rodamientos.

Se elegirán los rodamientos con el programa MITCalc. Se hará un breve repaso sobre los tipos de rodamientos y se justificará la elección del más apropiado. A continuación se revisará la viscosidad adecuada para las condiciones de trabajo y se comprobará que, al compartir lubricación con el engranaje, éste deberá ser más viscoso que el deseado. Al final se explicarán las elecciones tomadas en el programa MITCalc y se procederá a su cálculo.

Capítulo 8: Retenes.

En este capítulo solo se procederá a la elección del tipo y dimensiones adecuadas de retenes según la norma DIN3760.

Capítulo 10: Diseño final.

Se hará una explicación detalla sobre los pasos a seguir para el montaje completo del motor en la rueda. Al final se analizará la masa total del conjunto y se justificará si las estimaciones anteriores fueron o no acertadas.

Capítulo 10: Presupuesto.

Se hará una estimación del coste para comprar las piezas de un prototipo.

Capítulo 2

Transporte eléctrico.

2.1 Concienciación ecológica.

El transporte es el sector más consumidor de energía. Según estudios realizados por el IDAE (Instituto para la Diversificación y el Ahorro Energético) [IDAE] supone un 36,2% del total nacional, del que los turismos representan aproximadamente un 15%. Realizar su electrificación supone un gran reto cuyo objetivo perseguido no es otro que reducir por un lado el consumo de los derivados petrolíferos (más del 98% de las fuentes de energía empleadas en el transporte proceden del petróleo) y por otro las emisiones de los gases de efecto invernadero, que actualmente suponen la cuarta parte del total de las emisiones, con mayor incidencia en el sector urbano.

Los vehículos eléctricos son aparentemente una apuesta firme para el futuro. Se les asocia la ventaja ecológica de nivel de emisiones cero, de ser más eficientes que los motores térmicos y de generar menos ruido. Además, éstos podrían ser una parte de la solución a los problemas que acarrearán el monopolio del petróleo.

Los detractores inciden en que su instauración no es aún factible desde el punto de vista económico. Además, si se dispusiera de una nueva y amplia flota de vehículos eléctricos, toda la energía que éstos consumieran, estaría previamente producida en alguna central que sí contamina, lo cual le resta parte de sus beneficios ecológicos.

Sin embargo, con los esfuerzos de muchos gobiernos en intentar prescindir de las energías fósiles y ante el cambio paulatino de mentalidad de la sociedad, algún día todos los vehículos serán impulsados por energía eléctrica extraída de recursos renovables.

En la actualidad, el desarrollo de vehículos eléctricos está siendo objeto de investigación por parte de grandes fabricantes de automóviles. Ya están disponibles en el mercado los vehículos híbridos, que combinan motor térmico con motor eléctrico. El hecho de que el primer cambio de tecnología en un vehículo sea en fase híbrida, se debe a la dificultad que implica la inclusión de baterías en los coches, así como la falta de una infraestructura de puntos de carga para vehículos eléctricos debido a la novedad que constituyen.

2.2 Estado del arte.

2.2.1 Motocicletas TTXGP.

La carrera eGrandPrix de TTXGP es un mundial de motocicletas eléctricas de alta velocidad [TTX]. Los diseños son similares a las motocicletas de explosión, lo que significa que no se está tan lejos de poder sustituirlos si no fuera por la baja autonomía. Estos datos nos ayudarán a conocer la frontera tecnológica de estos vehículos.

Marca	V máx (mph)	De 0 a 60 mph	Autonomía	Peso (kg)
MissionOne	150	3,5s	150millas a 30mph	236
E1pc	150	3,5s	150millas a 60mph	215
Imperial TTXGP	100	4s	150millas a 40mph	290
Agni X01	120	6s	50millas a 110mph	250
Barecati 100AC	100	6s	50millas	250
Xstromer	125	5s	40millas	260

Tabla 1. Características de motocicletas de competición TTXGP

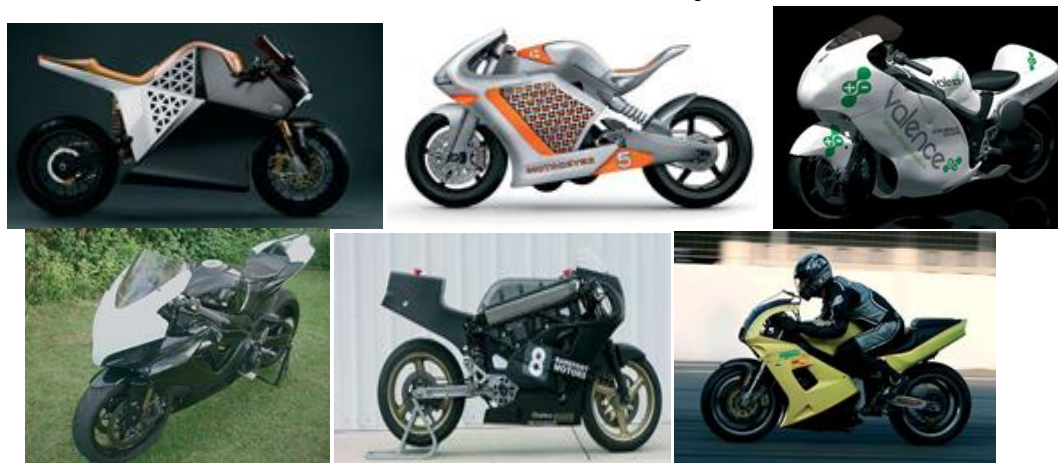


Figura 1. Imágenes de las motocicletas de la carrera TTXGP en el orden de la tabla.

2.2.2 Motocicletas Comerciales.

Lo siguiente ayuda a tener una referencia sobre el mercado actual y sus características principales como peso, velocidad punta y precio. Los dos primeros datos justificarán las decisiones adoptadas en el siguiente apartado, pues la motocicleta bajo estudio pretende alcanzar mejores aptitudes.

Modelo	Marca	Pot. (kW)	Masa (Kg)	V máx (km/h)	Autonomía (km)	t de recarga (h)	€
ARNGREN	Teycars CANTABRICO	8,0	131	90	100	4	3100
BERECO	VOLTIO	8,0	134	88	130	4	3.900
BERECO	Choice VOLTIO	10,5	145	95	130	4	4.700
GOELIX	LINX	11,0	114	90	80	8	3.145
Kyoto	Edison	8,0	165	92	130	5	3.228
QUANTYA	STRADA EVO 1	12,0	90	85	-	12	7.987
Vectrix	VX1	20,00	210	100	105	4	7.405

Tabla 2. Datos de motocicletas comerciales.



Figura 2. Recopilación del estilo de motocicletas eléctricas comerciales, colocadas según el orden en la tabla anterior.

A continuación se muestran los valores generales para una motocicleta con motor térmico [Coc04] :

Tipo de vehículo	Motor (cc)	Peso, con conductor (kg)	Potencia (kW / CV)	V Máxima (km/h)
Baja Potencia	125	215	24,2 / 33	175
Potencia Media	600	272	70 / 95	244
Alta Potencia	1100	300	101 / 138	275
Superbike	900	270	98 / 133	270

Tabla 3. Valores medios para motocicletas con propulsión térmica.

Se observa que el principal hándicap de los modelos eléctricos comerciales frente a los de motor de combustión es la velocidad y, si se toma de referencia el peso de un adulto de 90kg, éstas últimas son más pesadas.

2.2.3 Plan MOVELE.

La información de las motocicletas eléctricas se ha obtenido a partir del catálogo MOVELE[MOV] Este es un proyecto de MOVilidad ELEctrica, que nace en el seno del Plan de Activación del Ahorro y la Eficiencia Energética (2008-2011). Su objetivo es demostrar la viabilidad energética y técnica en el desarrollo e introducción de vehículos eléctricos en el parque automovilístico nacional.

Tiene por tanto el reto de conseguir una mejora conjunta de la eficiencia energética del transporte unida a la del sistema eléctrico, mediante la incorporación progresiva de mayor cantidad de fuentes renovables que mediante la gestión eficiente permitan disminuir las diferencias existentes entre las puntas y valles de la curva de consumo.

La entidad, dependiente del Ministerio de Industria, encargada de su gestión y desarrollo, es el IDAE y a fin de lograr la introducción de 2000 vehículos eléctricos dentro de los entornos urbanos, se han firmado en fecha 24 de febrero de 2009, convenios de actuación con los ayuntamientos de Madrid, Sevilla y Barcelona para instalar un total de 546 puntos de recarga y al menos 2000 vehículos en circulación.

Aunque principalmente se orienta hacia las flotas de vehículos, podrán adherirse a las ayudas todas las personas que adquieran un vehículo de los incluidos en el catálogo, con independencia de su tipo.

Las ayudas aproximadas para cada tipo de vehículo son las siguientes:

Categoría (Según Directivas 2002/24/CE y 2001/116/CE, anexo II)	Límite de ayuda con relación a la Curva de eficiencia energética media	
	Superior (20% del precio del vehículo)	Inferior (15% del precio del vehículo)
Motocicletas (L3e)	1.200 €	750 €
Cuadriciclos Pesados (L7e)	3.500 €	2.000 €
Turismo/Comercial (M1 y N1) Híbridos enchufables (M1 y N1).	7.000 €	5.000 €
Microbuses (M2) Comerciales < 6.500 kg (N2)	20.000 €	15.000 €

Tabla 4. Prestaciones por la compra de un vehículo eléctrico.

La firma de estos Convenios en el marco del proyecto MOVELE deberá permitir la instalación de 546 puntos de recarga públicos en el horizonte 2009-2010. Los datos básicos de la red piloto Movele es la siguiente:

	Sevilla	Madrid	Barcelona	TOTAL
Puntos de recarga (uds)	75	280	191	546
Inversión en instalaciones (€)	488.498	1.366.000	704.666	2.559.164
Apoyo IDAE	144.000	586.000	287.000	1.017.000

Tabla 5. Puntos de recarga eléctrica para vehículos previstas para el 2010.

Estos proyectos motivan a seguir estudiando los vehículos eléctricos.

Capítulo 3

Motores eléctricos.

3.1 Características generales de los servomotores.

Un servomotor es un actuador que ejecuta las tareas requeridas por el usuario, el control de procesos, etc... Un servo drive es un término genérico para referirse a sistemas de control de movimiento automatizado donde la posición de la carga es controlada mediante el control de movimiento, bien rotacional o lineal, del actuador.

El rango de potencias de un servomotor varía desde las décimas de kW hasta centenares. Los servomotores de baja potencia se usan por ejemplo en coches, herramientas mecánicas y en diferentes tipos de válvulas, mientras que los de alta potencia se utilizan en rodillos de la industrial papelera, elevadores, y en mecanismos de grúas. Los más comunes son los de unas pocas decenas de kilowatios. Los inferiores a 1kW suelen utilizarse para máquinas especiales en motores de paso o lineales.

Los servomotores se agrupan en tres categorías según su modo de operar: hidráulico, neumático y eléctrico. Como nos ocupan los servomotores eléctricos, véanse las principales ventajas y desventajas [Pur06]:

Ventaja	Inconveniente	Ejemplos
<ul style="list-style-type: none"> ● Excelente dinámica. ● Tecnología madura. ● Cableado Sencillo. ● Amplia variedad de productos. ● Gran número de proveedores. ● Altas velocidades. ● Excelente eficiencia. 	<ul style="list-style-type: none"> ● Altos costes. ● Requiere de muchos sensores. 	<ul style="list-style-type: none"> ● Herramientas de mecanizado. ● Máquinas para transportar. ● Elevadores, Grúas. ● Robótica. ● Máquinas Extrusoras. ● Almacenamiento automatizado.

Tabla 6. Ventajas e inconvenientes de los actuadores eléctricos.

Como se puede observar, ninguna aplicación incluye la de la motocicleta.

Comúnmente el nombre de motor se extiende a los servomotores, por lo que a partir de este momento se utilizará dicho término.

3.2 Motor Síncrono CC sin escobillas.

El motor síncrono CC sin escobillas consta del clásico estator trifásico y de un rotor con una superficie magnética que crea el flujo de magnético. Por ello el eje deberá ser de un material con una alta permisibilidad relativa sin tener que llegar a los materiales magnéticos de los motores de imanes permanentes.

Se muestran las diferencias entre los cuatro motores más comunes:

	Ventajas	Inconvenientes
Motor de CC con escobillas	Fácil control. Relación lineal del torque con la corriente. Baja ondulación de par.	Baja fiabilidad. Requiere mantenimiento. Baja capacidad frente a la sobrecarga. Baja disipación de calor.
Motor de CC sin escobillas.	Alta potencia y ratio de torque / inercia. Buena disipación del calor. Alta capacidad frente a sobrecargas.	Alto coste. Ondulación de par. Peligro de desmagnetización de los imanes.
Motor de imanes permanentes.	Variación suave de par. Alta eficiencia. Alta relación torque/Volumen Alto Par de trabajo. Buena disipación del calor. Alta capacidad frente a sobrecargas.	Alto coste. Peligro de desmagnetización de los imanes.
Motor de inducción.	Excelente dinámica con controles adecuados. Altas velocidades posibles. Bajo Precio y fácil construcción. Duradero. Alto número de proveedores.	Control complejo. Baja eficiencia con cargas pequeñas.

Tabla 7. Ventajas e inconvenientes de los cuatro tipos de motores eléctricos.

La elección de un motor DC sin escobilla es principalmente por su alta potencia y torque. Se podría haber elegido un motor de imanes permanentes, donde esta característica es mejor, sin embargo, sería muy costoso situar el eje de un material magnético que soporte los esfuerzos a flexión que se calcularán adelante.

3.3 Motores HW de Parker SSD Parvex.

Se ha elegido el motor de esta marca aunque el proyecto es válido para cualquier otro de similares cualidades. La gama de motores síncronos de electrohusillo HW ha sido desarrollada para dar respuesta a los problemas asociados al mecanizado de alta velocidad. Los motores HW, comparados con los motores asíncronos clásicos, ofrecen ventajas decisivas para la construcción de husillos de calidad [SDD]:

- Calentamiento reducido del rotor para un máximo rendimiento.
- Precisión de mecanizado.
- Mínima vibración.
- Mayor capacidad de aceleración.
- Controlados por los variadores DIGIVEX

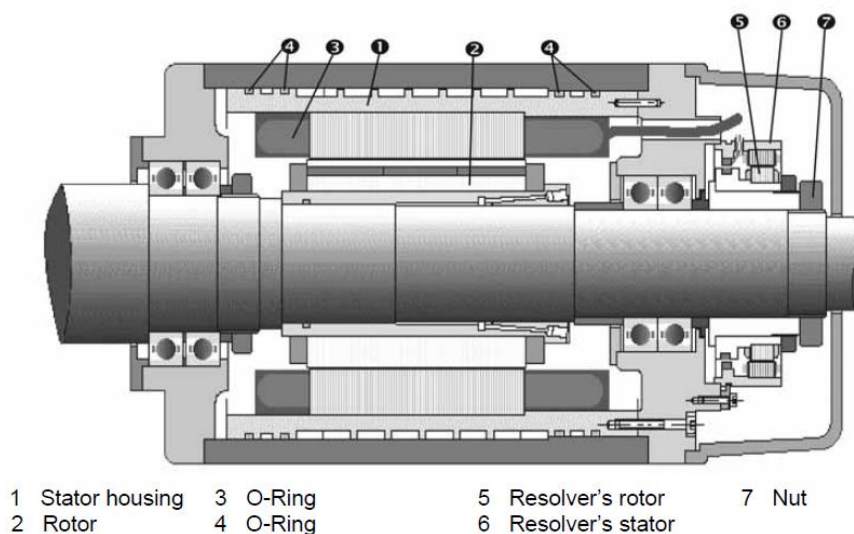


Figura 3. Montaje típico para un motor HW.

Características de los motores HW6xx:

- Incorpora elementos magnéticos en el rotor.
- Rotor frío, bajas pérdidas eléctricas.
- Baja Inercia y construcción más compacta que la de los motores asíncronos.
- Par elevado a baja velocidad y velocidad a potencia constante hasta 50.000 rpm.
- Grandes aceleraciones / deceleraciones para ciclos rápidos.
- Mantenimiento reducido.

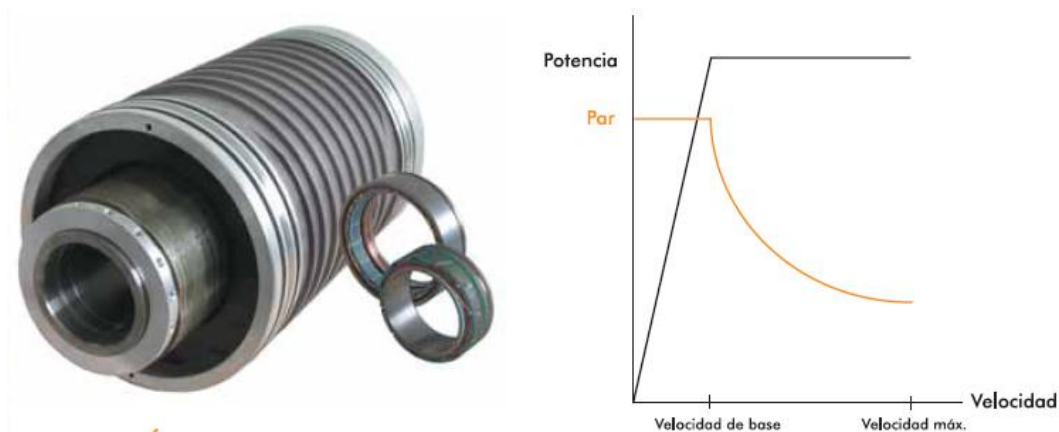


Figura 4. Ejemplo de un motor HW y gráfica genérica.

3.4 Características específicas de HW635.

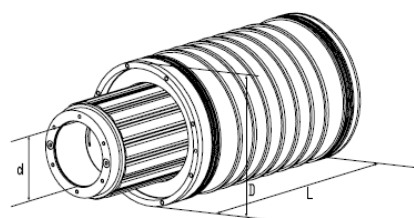
Características específicas del motor elegido HW635CFR1200 [SMS]:

Motor	DIGIVEX Drive ⁽¹⁾	Torque S1/S3 ⁽²⁾	Potencia S1/S3	Velocidad base/máx	Inercia	Peso
		N·m	kW	rpm	kg·m ²	kg
HW635CF	50/80	15/18	15/18	9550/30000	0,003	11

(1) Tensión 400V

(2) Tensión bus 540V

Tabla 8. Características del motor HW635CF.



Dimensiones	
d	219
D	130
L	40

Tabla 9. Dimensiones del motor HW635

3.4.1 Elementos adicionales.

a) Resolver.

El resolver es un sensor de posición angular. Se usa para determinar la posición del rotor. Las señales del motor son procesadas por el servoamplificador para controlar la corriente del estator y por tanto controlar la velocidad y posición del motor.

En el manual se permiten elegir entre dos modelos para este motor. Como no recomiendan ningún modelo, se opta por el más pequeño, el modelo CB52.

b) Camisa de agua.

El rotor incorpora una camisa de agua que debe cumplir las siguientes características.

Caudal requerido (con un 75% de agua mínimo).	N máx	Pérdida de potencia a N máx en flujo permanente.	Máxima T de entrada del refrigerante.	Máxima T de salida del refrigerante.
L / min	rpm	kW	°C	°C
5	30.000	1,8	25	31

Tabla 10. Requisitos del refrigerante

c) Servicio de potencia intermitente.

La gráfica de velocidades rpm del motor seleccionado es el siguiente:

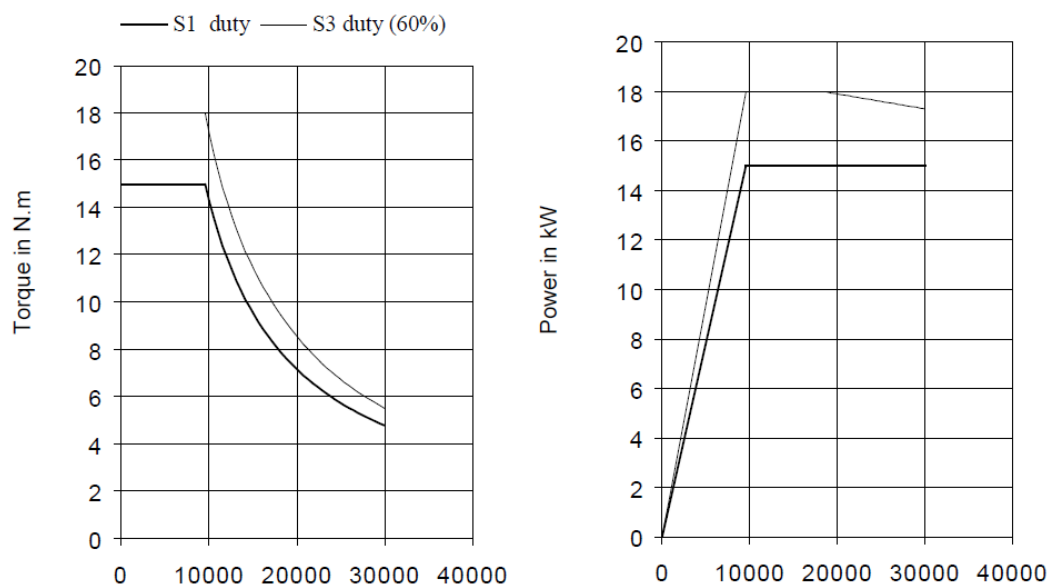


Figura 5. Torque y Potencia transmitidos según la velocidad en el modelo HW635CF.

Si no se señala de otro modo, la potencia indicada en el catálogo se refiere al servicio continuo S1. Para los motores empleados en condiciones diferentes a S1, será necesario identificar el tipo de servicio previsto tomando como referencia las Normas EN 60034-1. En particular para los servicios S2 y S3, es posible obtener un incremento de la potencia térmica respecto a la prevista para un servicio continuo [EQ99].

El servicio intermitente periódico S3 está caracterizado por una secuencia de ciclos de funcionamiento idénticos, de los cuales cada uno comprende un período de funcionamiento a carga constante y un período de reposo. En este servicio la corriente de arranque no influye significativamente en un sobre aumento de temperatura.

Para este caso, la diferencia entre la posición S1 y la posición S3 depende de la alimentación tensional aplicada. Los 540V solo pueden ser utilizados en periodos limitados por la siguiente ecuación, siendo, en todo momento inferior o igual a 10 minutos.

$$I = \frac{t_f}{t_f + t_r} \cdot 100$$

- t_f : tiempo de funcionamiento con carga constante.
- t_r : tiempo de reposo.

En el manual del motor se relaciona la posición S3 con una intermitencia del 60%. Esto es fundamental conocer para saber hasta qué punto se puede aprovechar el torque máximo de 18 Nm del motor en los casos más críticos como subidas de rampas muy empinadas o en aceleraciones súbitas.

Capítulo 4

Datos iniciales requeridos.

4.1 Legislación de carreteras en España.

Es importante revisar las siguientes normas para justificar lo siguiente:

En el cálculo de las fuerzas que debe de vencer un motor se incluyen tres términos: El primero es el aerodinámico, el segundo son los rozamientos interiores de la propia motocicleta, y la tercera, que una de las que más valor añaden, es el propio peso de la motocicleta al subir una rampa.

Según las Norma 3.1-1C, aprobada en el BOE el 27 de diciembre de 1999, la clasificación de la pendiente depende de la orografía en la que se encuentra la carretera.

Tipo de Relieve	Máxima inclinación media i (%)
Llano	$i \leq 5$
Ondulado	$5 < i \leq 15$
Accidentado	$15 < i \leq 25$
Muy accidentado	$25 \leq i$

Tabla 11. Clasificación de las pendientes en carreteras de España

Estos datos son demasiado genéricos y sirven para orientarse. De modo que se decide acudir en busca de los cuatro puertos montañosos más duros de Europa y de España para conocerlas pendientes más empinadas. Es muy importante subrayar que muchas motocicletas, incluidas las de motor de explosión, no son capaces de subir puertos normales [ALT].

Nombre del puerto	Lugar	Distancia (km)	% pte media
GoraBraniew	Wojtkowa, Polonia	6,00	29,00
Muro di Lundo	Lundo, Italia	0,30	28,70
Forte di Gavi	Gavi, Italia	0,54	20,60
La Rochette	Seilles, Bélgica	0,20	20,50
ChemindyGoiha	Flémalle Haute, Bélgica	0,23	20,00
Iondogorta	Vizcaya, España	2,70	16,15
San Martín	Vizcaya, España	1,80	16,00
Landeta	Álava, España	2,00	14,65
Leagi	Vizcaya, España	1,10	14,55

Tabla 12. Los 4 Puertos con mayor pendiente de Europa y de España

También se tienen que considerar las pendientes que hay en los garajes. En el Decreto 195/1999 por el que se establecen las condiciones mínimas de habitabilidad de las viviendas de nuevas construcción, se contempla que:

Apartado 1.4.1. - Garajes colectivos:

- Las rampas de acceso: Tramo recto: 16% pte máx.
Tramo curvo: 12 % pte máx.
- La meseta de acceso: Para calles > 15m: Longitud 4,5 m.
Para calles < 15 m: Longitud 4 m.
6 % de pte máx.

Apartado 1.4.2. - Garajes individuales:

- Las rampas de acceso: Tramo recto: 18% pte máx.
Tramo curvo: 12 % pte máx.
- La meseta de acceso: En pte > 8 %: Longitud > 3,5 m

4.2 Condiciones impuestas al motor.

Los datos recogidos en las tablas anteriores, muestran un peso aproximado de vehículo scooter de aproximadamente 120 kg y los de carrera de hasta 200 kg. El grupo de investigación del departamento de Ingeniería Mecánica intenta diseñar la moto con un peso de aproximadamente 130kg excluyendo el motor de este proyecto. El motor pesa 11kg, los cuales añadiendo el acero, el aluminio, los rodamientos y la llanta, se podría redondear a los 20kg para garantizar un aporte de potencia suficiente. Esta afirmación deberá ser confirmada al final. Por tanto el peso total de la moto queda definido con 150kg. Como el uso estará limitado a áreas urbanas o suburbanas, el peso máximo permitido será de 10 kg, suficiente si se consideran cascos, ropa de motorista, portátil y bolsas de compra. La moto estará limitada a 1 pasajero.

Desde el punto de vista de la velocidad, no se quiere alcanzar las altas e innecesarias velocidades puntas de las motocicletas de media potencia (pág9). La motocicleta deberá alcanzar con comodidad los 120 km/h durante la subida de una pendiente del 5 % equivalente a 3°, siendo la más común en nuestras carreteras como se ha comprobado en las normas citadas. Para lograr con seguridad este objetivo, la moto deberá tener una fuerza de tracción un 10% superior a la resistencia obtenida. Por último, tendrá que superar cualquier pendiente sujeta a las ordenanzas construcción de carreteras y de edificación de garajes, aunque sean a velocidades inferiores.

Por último, la los kilómetros que alcanza una motocicleta común deberá aguantar la estructura serán de 150.000 km

4.3 Reducción mínima.

El motor se acopla a la reductora del tipo epicicloidal y mantiene la potencia constante hasta las 10.000rpm. Como sucede en todos los trenes epicicloidales, el diámetro del engranaje anillo va proporcional al tamaño del engranaje central según la reducción deseada. De este modo, cuanto menor reducción se imponga, la fuerza transferida a la llanta será mayor y el cuerpo central del conjunto tendrá un diámetro más pequeño. Sin embargo no se estaría aprovechando el amplio margen de actuación del motor hasta las 10.000rpm ya que pronto alcanzaría velocidades lineales muy elevadas. Por tanto no conviene abusar de una reducción demasiado pequeña y hay que acatar con aquella que se obtenga a partir de las condiciones impuestas.

Para calcular la reducción que se aplica al motor y la fuerza disponible para la moto para cada velocidad, se acude a las siguientes fórmulas [Cos06].

- Fuerzas resistentes:

$$F_{resistente} = F_d + F_w + F_p$$

- Resistencia Aerodinámica: $F_d = \frac{\rho_o \cdot C_D \cdot A \cdot v^2}{2}$

- ρ : densidad del aire 1,167 kg/m³ en condiciones estándares
- A: área frontal de la motocicleta,
- C_D: Coeficiente de resistencia aerodinámica
- C_D·A = 0,45 m² para motocicletas deportivas
- v: velocidad.

- Resistencia de rodadura; $F_w = 0,02 \cdot m \cdot g$

- Resistencia por subida de pte: $F_p = \text{sen}(\alpha) \cdot m \cdot g$

- Fuerzas de tracción de la rueda:

$$F_{tracción} = \frac{P_{motor}}{i \cdot R_{rueda}}$$

- i: relación de reducción en el tren epicycloidal.

- Fuerza disponible para acelerar:

$$F_{disponible} = F_{tracción} - F_{resistente}$$

- Condiciones impuestas:

Datos:

- Par motor máx = 18 N · m
- $\alpha = \arctg(5 / 100) = 3^\circ$
- R_{rueda} = 0,35 m
- m = 150 kg + 90 kg + 10 kg = 250 kg
- $\rho = 1,167 \text{ kg/m}^3$
- C_D·A = 0,45 m²
- V = 120 km / h = 33,3 m / s

- Resultado de la reducción mínima posible.

$$F_{tracción} > F_{resistente}$$

$$F_{tracción} = 1,1 \cdot F_{resistente}$$

$$F_{tracción} = 1,1 \cdot (F_d + F_w + F_p)$$

$$\frac{P_{motor}}{i \cdot R_{rueda}} = 1,1 \cdot \left(\frac{\rho_o \cdot C_D \cdot A \cdot v^2}{2} + 0,02 \cdot m \cdot g + \text{sen}(\alpha) \cdot m \cdot g \right)$$

$$\frac{18}{i \cdot 0,35} = 1,1 \cdot \left(\frac{1,167 \cdot 0,45 \cdot (33,3)^2}{2} + 0,02 \cdot 250 \cdot 9,81 + \sin(3) \cdot 250 \cdot 9,81 \right)$$

$$\frac{51,4}{i} = 1,1 \cdot (291,8 \text{ N} + 49,1 \text{ N} + 122,4 \text{ N})$$

$$i = \frac{51,4}{1,1 \cdot (291,8 \text{ N} + 49,1 \text{ N} + 122,4 \text{ N})} = 1/10$$

Este valor de reducción permite aprovechar al máximo el margen de trabajo del motor para la actividad que nos concierne.

4.4 Velocidades y Fuerzas disponibles.

Con esta reducción, la velocidad máxima que se podría alcanzar manteniendo la potencia constante a 15 Nm en flujo normal y a 18 Nm en mayor flujo es la siguiente. El radio de la rueda de una motocicleta urbana mide aproximadamente 0,35m. Las llantas más comunes son de 16" y 17". Se debe tener en cuenta que a partir de las 10.000 rpm el torque se reduce exponencialmente:

$$v \text{ (m/s)} = \frac{n \text{ (rpm)} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r}{60} \cdot i = \frac{10.000 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0,35}{60} \cdot \frac{1}{10} = 36,65 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 132 \frac{\text{km}}{\text{h}}$$

Las siguientes tablas recogen la relación de fuerzas disponibles y resistentes a distintas velocidades y pendientes.

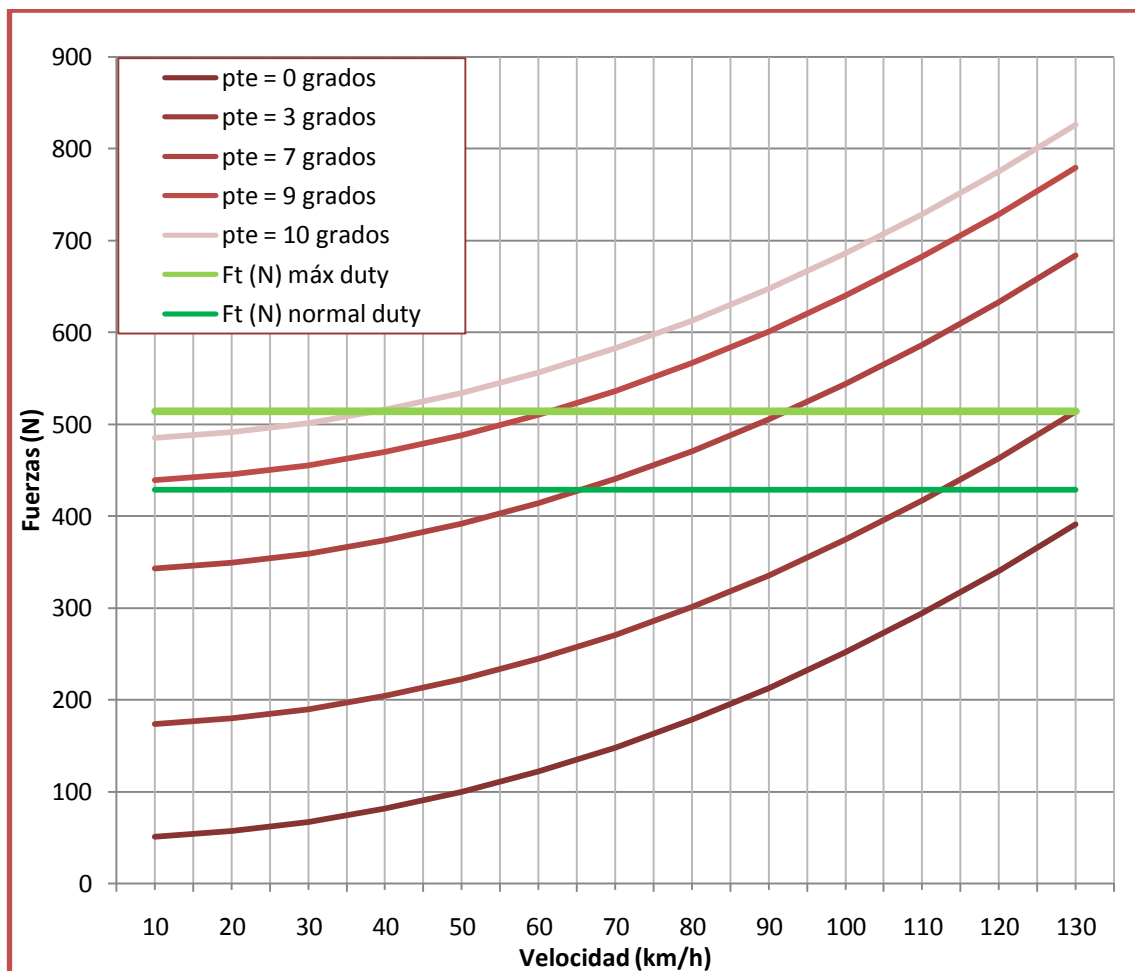


Figura 6. Fuerzas resistentes a varias pendientes y Fuerza tractora a diferentes voltajes.

$$F_{disponible} = F_{tracción} - F_{resistente}$$

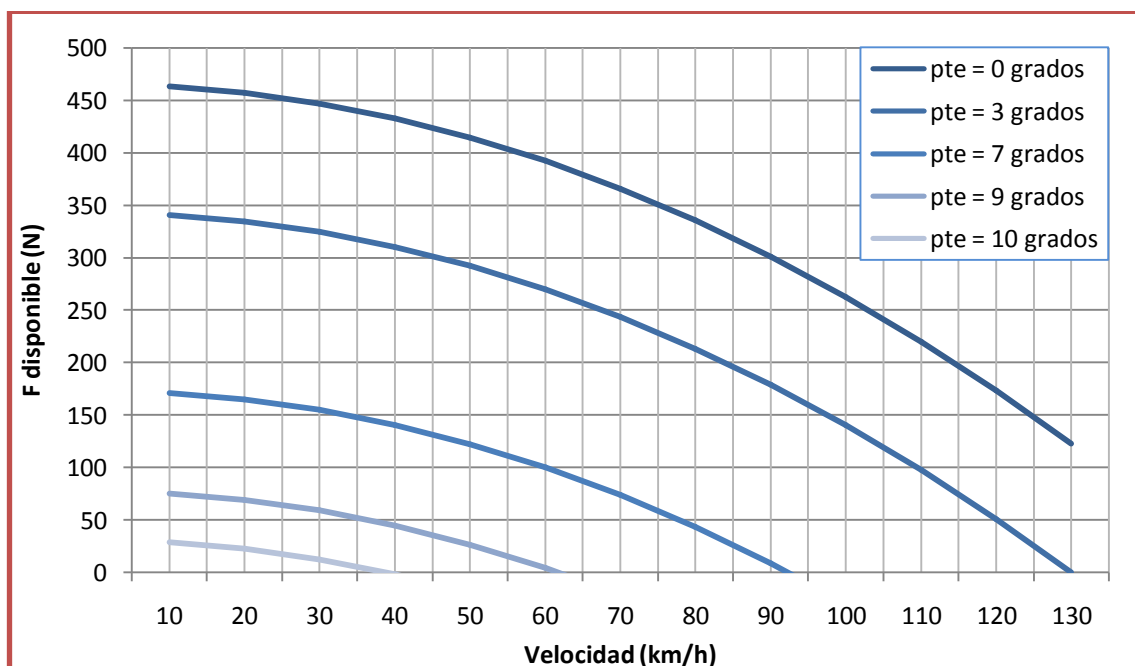


Figura 7. Fuerzas disponibles a diversas pendientes y velocidades.

$$a_{disponible} = F_{disponible} / m_{tot}$$

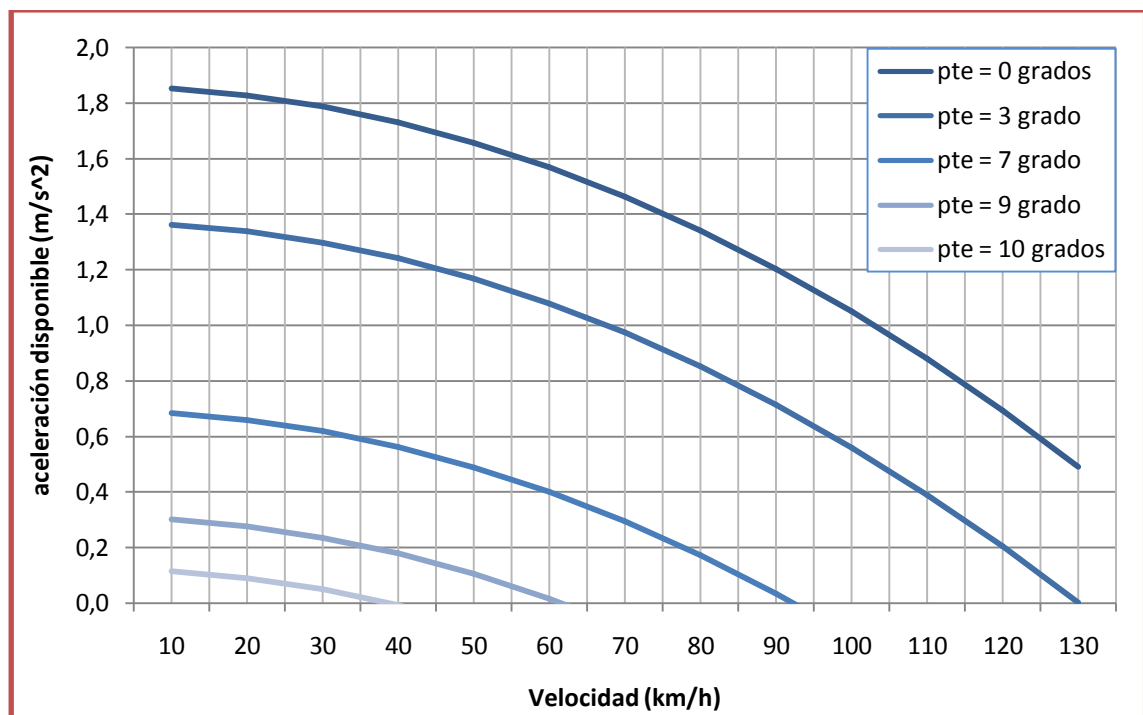


Figura 8. Aceleración disponible a diversas pendientes y velocidades.

A partir de la pendiente de igual o mayor al 20%. Esto no supone un problema, pues se recuerda que estos valores están limitados a algunas zonas muy montañosas, y que en la actualidad existen muchas motocicletas a explosión que tampoco podrían subirla.

4.5 Comportamiento frente a rampas.

Las ordenanzas limitan la pendiente de garajes a 10,2°, es decir, 18 %. La moto podrá subir una distancia limitada al uso de la sobretensión a 540 V [HWHV], donde se alcanzaría una velocidad de 35 km / h durante un tiempo máximo de 10 minutos.

$$I = \frac{t_f}{t_f + t_r} \cdot 100$$

- t_f : tiempo de funcionamiento con carga constante.
- t_r : tiempo de reposo.

En el manual del motor se relaciona la posición S3 con una intermitencia del 60%. De modo que la distancia que podrá recorrer a máxima pendiente será de:

$$60 \cdot (t_f + t_r) = t_f \cdot 100 \quad \rightarrow \quad t_f = 1,5 t_r$$

A continuación se muestra la distancia máxima que se puede recorrer en pendiente a 18% con la velocidad máxima de 35 km / h.

t (min) reposo	t (min) funcionamiento al máx duty	d (km) recorrida máxima con pte = 18%
1	1,5	0,875
2	3,0	1,750
3	4,5	2,625
4	6,0	3,500
5	7,5	4,375
6	9,0	5,250
7	10,5	6,125

Tabla 13. Distancias recorridas máximas a máxima tensión.

Las distancias son suficientes para subir cualquier garaje y puerto montañoso.

Con los datos aportados queda demostrada la alta capacidad de los motores de electrohusillo HW635. En los apartados siguientes se comprobará que también tiene un tamaño ideal para el propósito estudiado.

Capítulo 5

Eje, Carcasa y Portasatélites.

5.1 Justificación de la geometría elegida.

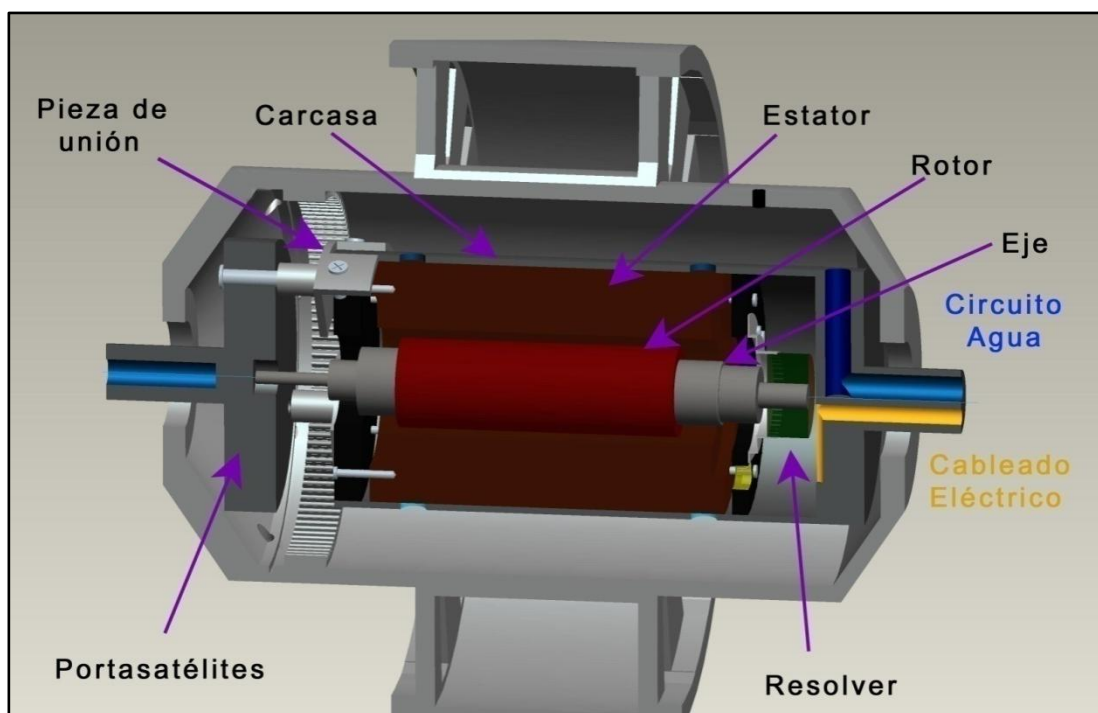


Figura 9. Sección de la estructura principal de la rueda.

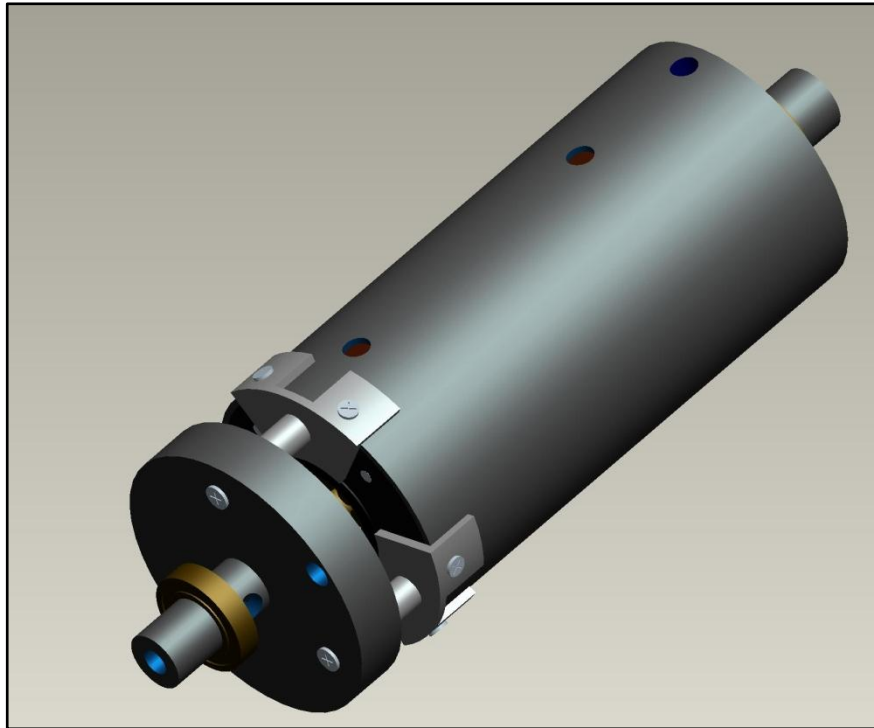


Figura 10. Geometría principal de eje, carcasa y portasatélites

Se realizaron diversas pruebas hasta llegar a la siguiente distribución geométrica. Las razones que motivaron llegar a ella son las siguientes:

a) Dimensión del motor.

El estator tiene una dimensión de 130 mm de diámetro y 220mm de longitud [HWHV]. La camisa de agua no está incluida, pero como el caudal mínimo requerido es tan solo de $8 \text{ cm}^3/\text{s}$, se estimará un aumento de hasta los 152mm. La carcasa respeta estas medidas. Las medidas del motor están disponibles en los anexos.

b) Cableado.

El cableado eléctrico del motor se compone del cable trifásico con sección de 6mm^2 2 cables interruptores de $0,5\text{mm}^2$. El resolver requiere de otra conexión de $0,45\text{mm}^2$. El taladro de color amarillo tiene un radio de 9,5mm, suficientes para alojar los tres cables y el aislamiento.

El cableado hidráulico lleva el refrigerante. A la altura de este proyecto no se tienen datos sobre el intercambiador, por lo que ha de estimarse un valor. Si el caudal debe ser de 5 L/min. Con un tubo de 10mm de diámetro, $78,5\text{mm}^2$ de sección, la velocidad del líquido deberá ser de 1cm/s. Incluyendo un aislamiento se puede considerar la sección de 14mm, y con la holgura, 16mm. Este tubo no se podría pasar por el mismo lado del motor porque agrandaría mucho su sección. Por eso se decide pasarlo por el otro lado, aprovechando el espacio que dejan los engranajes satélites.

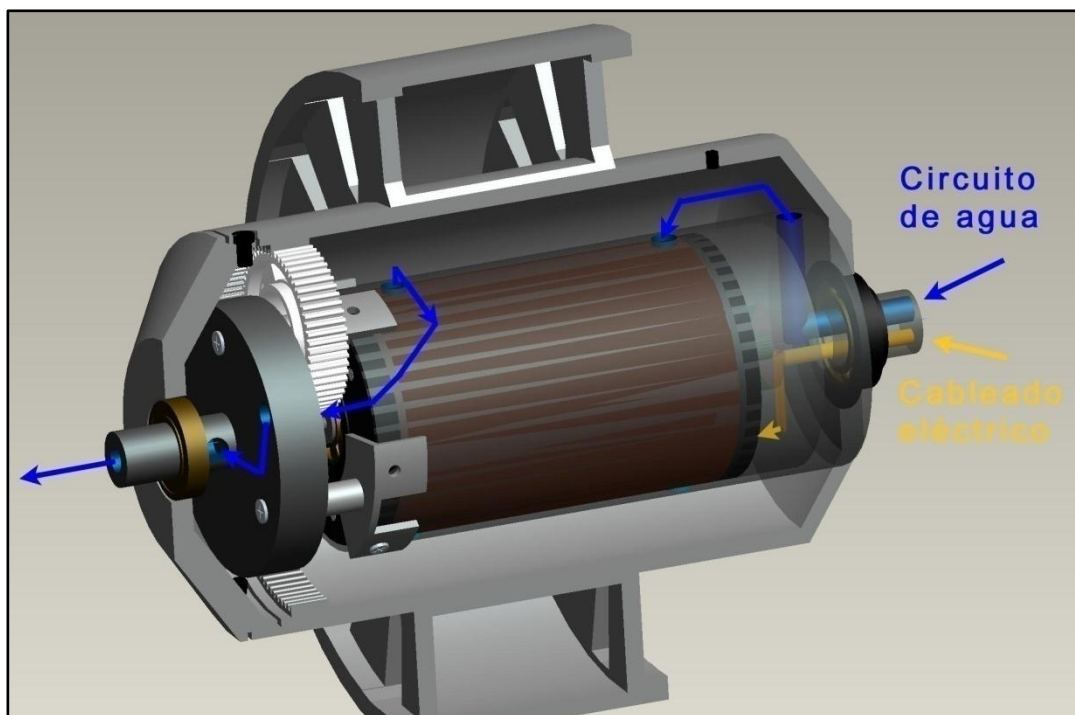


Figura 11. Circuito de agua y eléctrico.

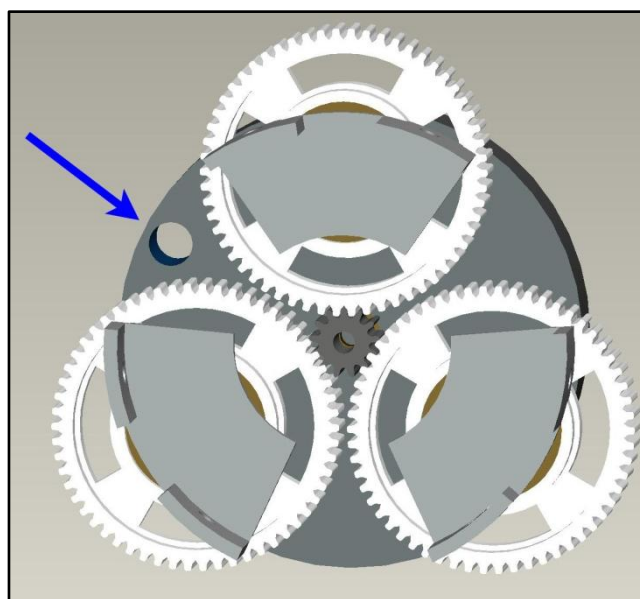


Figura 12. Hueco entre los engranajes para ajustar el tubo con refrigerante.

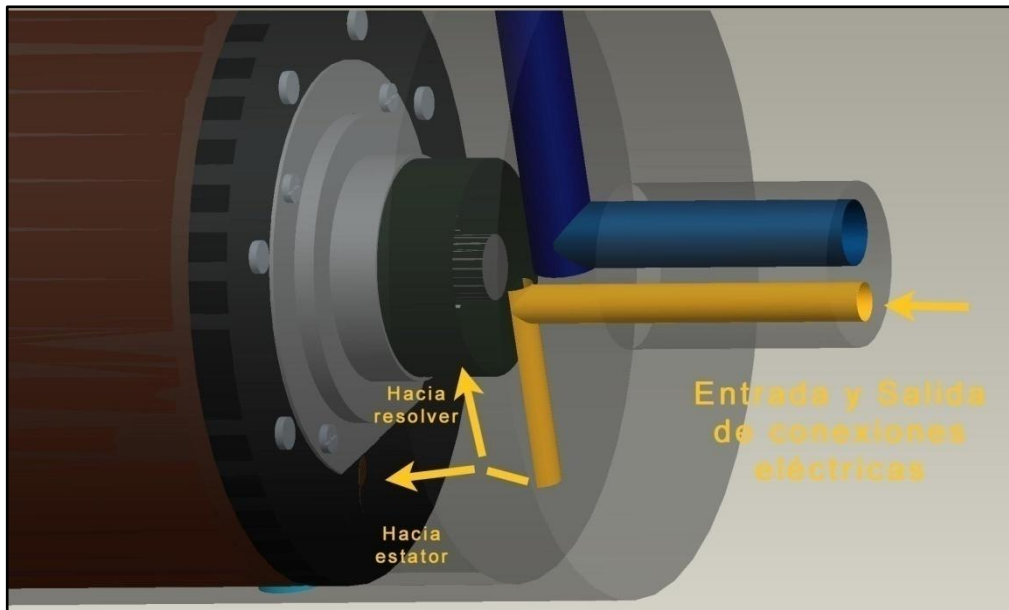


Figura 13. Cableado eléctrico del resolver y estator.

c) Eje.

El eje viene definido en sección en la parte conectada con el rotor. Sus dimensiones varían entre 40 y 41 mm de diámetro. Fuera del rotor el proveedor deja al diseñador elegir. Sin embargo hay que cuidarse en no tomar un diámetro que dificulte el montaje.

El manual permite realizar un diseño de eje hueco, opción que se rechaza pues los diámetros fuera del rotor son muchos más pequeños que los 40mm y, además así se obstruyen menos los campos magnéticos generados por los imanes insertados en el rotor.

d) Engranajes epicicloidales.

Es la geometría más común cuando los engranajes son coaxiales. Las reducciones posibles suelen ser pequeñas pero se demostrará que son suficientes.

Otra ventaja es que la transmisión de torque en el eje central puede repartirse entre el contacto de los tres engranajes satélites. De este modo se aliviará la carga transmitida por cada diente y tendrá unas dimensiones más pequeñas.

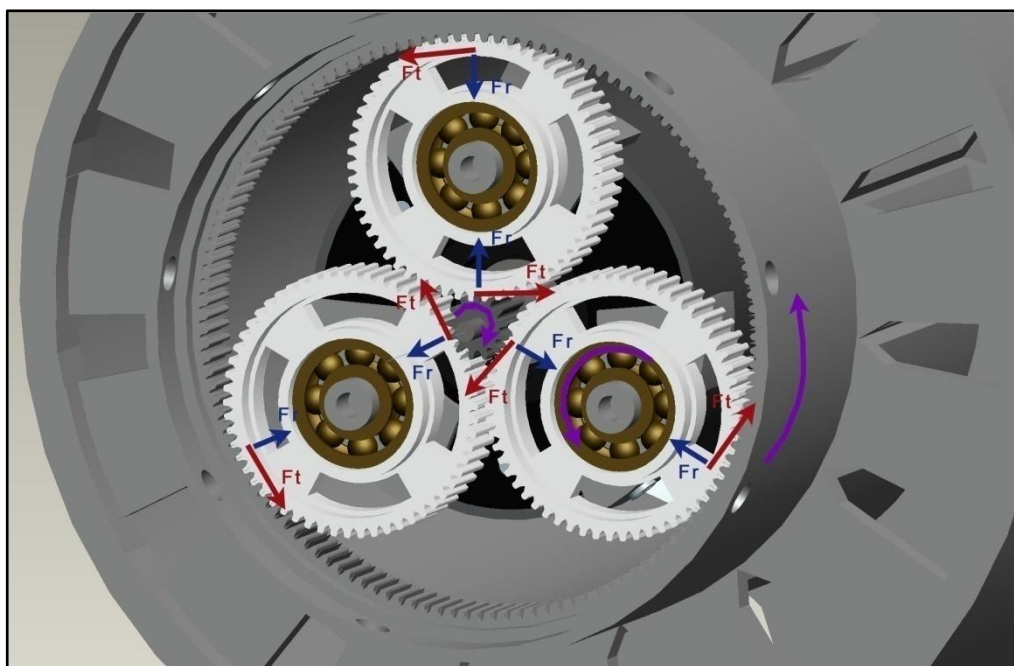


Figura 14. Tren epicycloidal.

e) **Portasatélites y piezas de unión.**

Estos elementos se sobrediseñan para aportar una alta rigidez y reducir la transmisión de cargas al eje en el punto donde se instala el engranaje.

Las piezas de unión se idearon para facilitar el montaje de los engranajes satélite y están unidos al portasatélites y a la carcasa mediante tornillos.

En este capítulo se dará por extensión el nombre de carcasa y se tratará como un elemento continuo al conjunto de carcasa, portasatélite y pieza de unión.

5.2 Punto crítico del diseño.

El objetivo primordial es conseguir un conjunto lo más compacto posible. Para ello hay que prestar especial atención al tamaño del engranaje central, ya que cada milímetro en su diámetro se ve multiplicado por diez en la rueda final, como se ha justificado en el apartado [4.3]. El objetivo es por tanto minimizar su dimensión, y para ello es necesario minimizar el diámetro del eje en esa sección hasta el límite de su coeficiente de seguridad. A continuación se muestran los cálculos que, tras varias iteraciones, consiguen el valor de 8 mm en esa sección del eje.

El segundo punto importante es el ancho total. Sin embargo este solo se puede modificar terminado el ciclo iterativo, cuando se conocen los anchos de rodamientos y engranajes.

5.3 Modelado de la estructura.

Para realizar los cálculos de momentos flectores y torsores, es necesario crear un modelo simplificado que se comporte igual que la estructura.

Los rodamientos se representan como rótulas pues no transmiten momentos.

La carcasa y el eje se comportan como dos elementos cuya dependencia yace en el desplazamiento de los rodamientos.

Vista real:

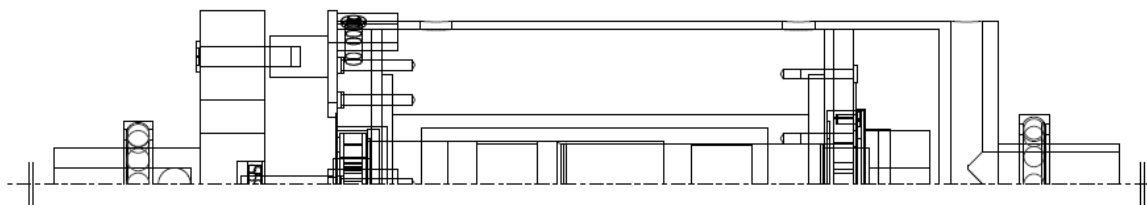


Figura 15. Vista en alambres del modelo real

Vista modelada:

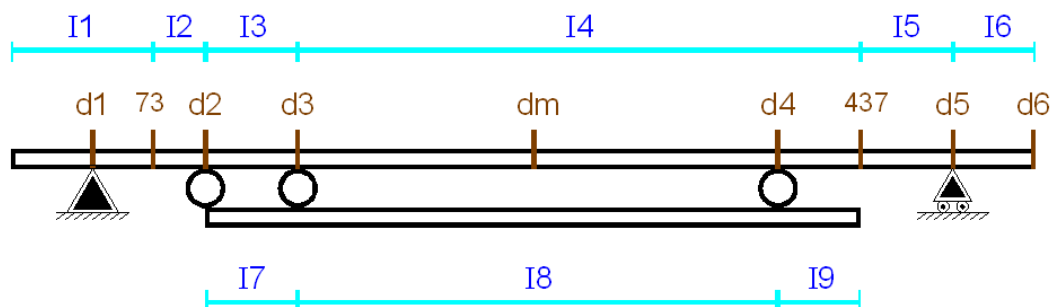


Figura 16. Modelo idealizado de la rueda motriz..

Las distancias marcadas son las separaciones entre los apoyos o en cambios de geometría que modifican significativamente el momento de inercia de la sección. A continuación se muestran sus valores y se pueden comprobar en los anexos:

d1 = 42 mm	d3 = 147,5 mm	...437 mm
... 73 mm	dm = 269 mm	d5 = 484,5 mm
d2 = 100 mm	d4 = 394,5 mm	d6 = 527 mm

El sistema constituye una estructura hiperestática de tercer grado, por lo que se requieren hallar 3 ecuaciones suplementarias que ayuden a resolver las reacciones en los apoyos y en las uniones. Por esto será necesario utilizar el teorema de Castigliano para su resolución. Las 3 relaciones que faltan para definir las condiciones de contorno consisten en igualar los desplazamientos verticales de los 3 puntos de unión entre eje y carcasa [Nav09a].

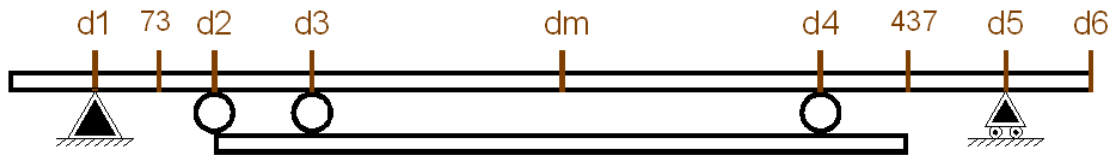


Figura 17. Modelo de la estructura.

$$\begin{array}{rcl} \text{Grados de Libertad Externos} & + & \text{Grados de Libertad Internos} & = & \text{G.L.T.} \\ 3 & + & 3 \cdot (9 - 1) = 24 & = & 27 \end{array}$$

$$\begin{array}{rcl} \text{Coacciones Externas} & + & \text{Coacciones Internas} & = & \text{C.T.} \\ 2 & + & 1 & + & 7 \cdot 3 \cdot (2 - 1) + 3 \cdot 2 \cdot (2 - 1) & = & 30 \end{array}$$

$$\text{G.L.T.} - \text{C.T.} = \text{Hiperestatismo grado 3}$$

Regla nemotécnica rápida utilizada :

- GLE : siempre vale 3. Se refiere a los 3 ejes espaciales.
- GLI : $3 \cdot (\text{n}^\circ \text{ de barras} - 1)$
- CE : Empotramiento = 3 ; Apoyo simple = 2 ; Deslizaderas = 1.
- CI : $\text{n}^\circ \text{ de casos} \cdot \text{tipo de unión (igual que CE)} \cdot (\text{n}^\circ \text{ de barras unidas} - 1)$

5.4 Teorema de Castigliano.

Siendo un sistema hiperestático es necesario acudir al teorema de Castigliano para el cálculo de estos esfuerzos. Partiendo de las ecuaciones de Trabajo y Energía.[Nav09b]

$$T_e = U = \frac{1}{2} \sum P \cdot \delta = \frac{1}{2} \int_0^L \frac{M_f^2}{EI} ds + \frac{1}{2} \int_0^L \frac{N^2}{E\Omega} ds + \frac{1}{2} \int_0^L \frac{\chi Q^2}{G\Omega} ds + \frac{1}{2} \int_0^L \frac{Mt^2}{GI_p} ds$$

Para simplificar solo se utilizará el término de Momento flector.

$$U = \frac{1}{2} \int_0^L \frac{M_f^2}{EI} ds \quad \rightarrow \quad \frac{\partial U_i}{\partial P_i} = \frac{1}{2} \int \frac{\partial (M_f)^2}{\partial P_i} \cdot \frac{ds}{EI} = \int \frac{M_f}{EI} \cdot \frac{\partial M_f}{\partial P_i} \cdot ds = \delta_i$$

δ_i : desplazamiento del punto i en el sentido de la fuerza P_i que puede existir o no, ya que podría tener un valor de cero.

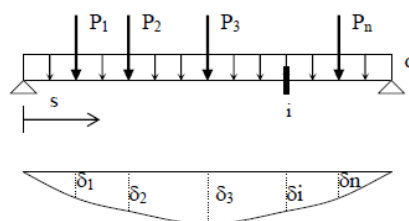


Figura 18. Ejemplo para el teorema de Castigliano.

Por el principio de superposición será: $M_f = M_f(q, P_1, P_2, P_i, \dots P_{n,s})$

Y llamando $M_j(s)$ al valor del momento flector para $P_j = 1$, el momento flector para el verdadero valor de P_j será $M_f(P_{js}) = P_j \cdot M_j(s)$

$$M_f = M_{fq}(q,s) + M_{fi}(P_1,s) + M_{f2}(P_2,s) + \dots + M_{fi}(P_i,s) + \dots + M_{fn}(P_n,s)$$

$$\frac{\partial M_f}{\partial P_i} = \frac{\partial M_{fi}}{\partial P_i} = \frac{\partial [P_i \cdot M_i(s)]}{\partial P_i} = M_i(s) = \text{Diagrama de momento para } P_i=1 \text{ en el pto.I.}$$

Entonces:

$$\delta_i = \int_0^L \frac{M_f}{EI} \cdot \frac{\partial M_f}{\partial P_i} \cdot ds = \int_0^L \frac{M_f}{EI} \cdot M_i \cdot ds = \frac{1}{L_t} \int_0^L \frac{M_f}{EI} \cdot M^* \cdot ds$$

M : Momento flector de las fuerzas $P \rightarrow (M_f)$

M^* : Momento flector para $P^* = 1 \rightarrow \left(\frac{\partial M_f}{\partial P_i}\right) = M_i$

δ_s :desplazamiento correspondiente con $P^* \rightarrow \delta_i$ correspondiente con P_i .

5.5 Reacciones calculadas con MathCad.

Para la elección del material del eje y de la carcasa, se procede a calcular los coeficientes de seguridad para el fallo a fluencia y el fallo a fatiga para la carcasa y el eje. Unos cálculos correctos muestran un valor de fluencia menos crítico que el de fatiga.

Todas las cargas son estáticas excepto el efecto radial del eje en caso de desalineación, cuyo valor es de 1000N. Se discretiza el estado dinámico de esta carga considerando los 3 estados diferentes en relación a las demás cargas.

- a) Q en sentido a favor de la gravedad.
- b) Q en sentido opuesto a la gravedad.
- c) Q en dirección perpendicular a la gravedad.

Para los tres casos citados se requieren modelos diferentes que se obtendrán siguiendo un modelo genérico programado en Mathcad en el que se cambian unas pocas variables para adaptarse a cada estado.

A continuación se presenta el programa utilizado, el cual podrá ser copiado y pegado a una hoja de MathCad para demostrar que los datos no están inventados y que se pueden utilizar para futuros proyectos.

5.5.1 Variables iniciales.

Los datos utilizados en las cargas no pueden ser reales debido a que la motocicleta completa no está aún terminada. Solo son hipótesis tomadas siempre desde la perspectiva de la seguridad ya que se quiere demostrar realmente que esta estructura es posible de construir. Por eso no hace falta que coincidan con el apartado [4.2], donde se estipulaban los datos para un uso correcto de la máquina.

La repartición de carga entre la rueda delantera y la trasera depende de muchos factores como el tipo de motocicleta, la colocación del motorista, la posibilidad de llevar o no a otra persona, el ángulo de la unión entre el cuerpo y la rueda de la motocicleta, etc.. Una aproximación muy genérica es la de tomar un 60% de la carga sobre la rueda central. Esta aumentara si existe maletero o si la motocicleta está subiendo altas pendientes [Coc04] . Por lo tanto se decide considerar un valor seguro del 75% sobre la rueda trasera, solo superado en caso de que se hiciera un caballito. Los datos incorporados se explican a continuación.

El peso del motor es de 11kg. En el apartado [4.2] se tomó, como valor global para la rueda con rodamientos y llanta 20kg. Para dar más fiabilidad al cálculo estructural, se decide aumentar esta carga en un 10%.

La carga radial del eje alcanza los 1000N cuando su excentricidad es máxima. Esto sucede por la repulsión magnética que imprime el estator cuando se le acerca demasiado el rotor. Para calcular dentro de la condición de seguridad, y además evitar el complicado cálculo de carga centrípeta debida a la rotación porque su valor será inferior al primero, se decide contar con esta carga de modo dinámico y constante.

Por último, y para dar más seguridad al diseño, se decide añadir 10kg más al peso previsto total de la motocicleta incluyendo al conductor.

Variables conocidas		Incógnitas
Cargas	Geometría	Cargas
Peso total moto: 2600N Peso sobre eje trasero: $P_{\text{tras}} = 3 / 4 \cdot P_{\text{tot}}$ Peso en cada lado de la rueda: $P = 1 / 2 \cdot P_{\text{tras}} = 975 \text{ N}$ Peso aproximado del motor: $S_g = 220 \text{ N}$ Carga radial del eje: $Q = 1000 \text{ N}$ Módulo de elasticidad: $E1 = 70000 \text{ MPa}$ $E2 = 200000 \text{ MPa}$	$d1 = 42 \text{ mm}$ $d2 = 100 \text{ mm}$ $d3 = 147,5 \text{ mm}$ $d_m = 269 \text{ mm}$ $d4 = 394,5 \text{ mm}$ $d5 = 484,5 \text{ mm}$ $d6 = 527 \text{ mm}$	Apoyos sobre la carcasa de la rueda: R_a R_e Uniones entre carcasa y eje $F1$ $F2$ $F3$

Tabla 14. Variables iniciales, conocidas e incógnitas.

Para el módulo de elasticidad en este apartado se toma el valor genérico de 70GPa para la aleación de aluminio, y 200GPa para el acero.

Al tratarse de unos engranajes epicicloidales, tanto las fuerzas tangenciales como las radiales quedan anuladas entre sí, de modo que no se considerarán.

Las cargas axiales no son tomadas en cuenta porque son muy inferiores a las anteriores. En el caso de la desalineación solo son 60N, los cuales serán absorbidos por un rodamiento de contacto angular que se explicará más adelante.

5.5.2 Momentos de Inercia.

En las figuras al final del capítulo, pueden comprobarse las medidas de los diámetros de cada uno de los 9 tramos. Esta división no considera las pequeñas variaciones geométricas que no supongan un gran cambio en la inercia.

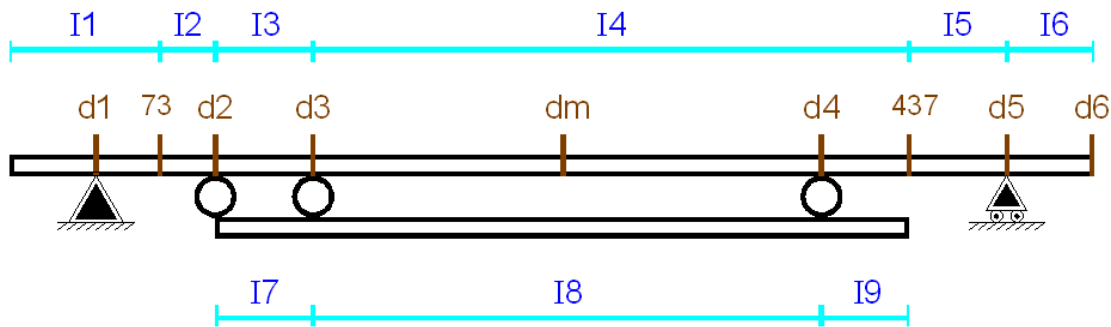


Figura 19. Localización de los diferentes momentos de inercia.

$$I1 = \frac{\pi \cdot [(35)^4 - (16)^4]}{64}$$

$$I2 = \frac{\pi \cdot [(170)^4]}{64}$$

I3 tiene la geometría de 3 cilindros con distribución radial y simétrica, desplazados del eje central 62 mm. Representan las piezas de unión. Según el teorema de Steiner, se establece que el momento de inercia con respecto a cualquier eje paralelo a un eje que pasa por el centro de masa, es igual al momento de inercia con respecto al eje que pasa por el centro de masa más el producto del área por el cuadrado de la distancia entre los dos ejes o el eje y el plano flector.

$$I3 = 3 \cdot \left[\frac{\pi \cdot (20)^4}{64} \right] + \frac{\pi \cdot (20)^2}{4} \cdot [(62)^2 + 2 \cdot [(62) \cdot \sin 30]^2]$$

$$I4 = \frac{\pi \cdot [(160)^4 - (152)^4]}{64}$$

$$I5 = \frac{\pi \cdot [(160)^4]}{64}$$

$$I6 = \frac{\pi \cdot [(40)^4 - (32)^4]}{64}$$

$$I7 = \frac{\pi \cdot [(8)^4]}{64}$$

$$I8 = \frac{\pi \cdot [(40)^4]}{64}$$

$$I9 = \frac{\pi \cdot [(16)^4]}{64}$$

Las longitudes están en mm y las inercias en mm⁴.

5.5.3 Descomposición del modelo y desplazamientos.

Para hacer la descomposición entre el eje y la carcasa y no desvirtuar la estructura, se fijan fuerzas con la misma dirección y diferente sentido. Este sentido no es obligatorio que se cumpla, en cuyo caso tendrán valores negativos.

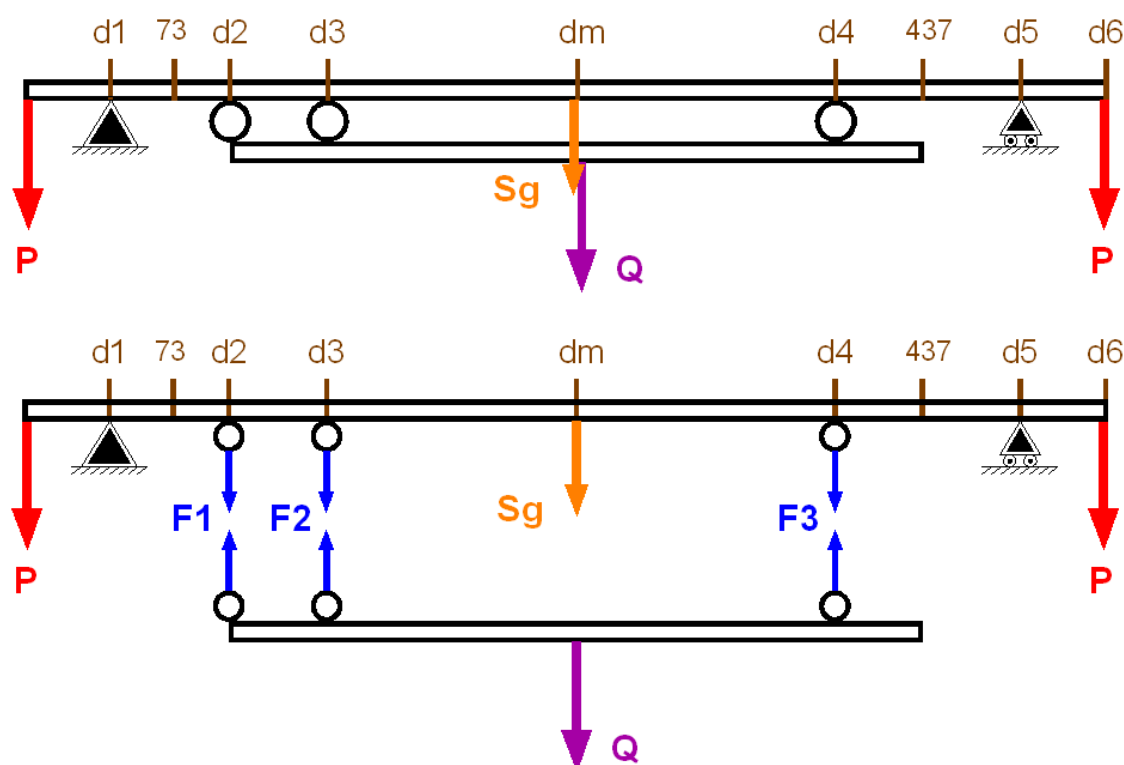


Figura 20. Descomposición del modelo.

Para la carcasa y el eje se mostrará el sistema real y los tres sistemas ficticios para hallar la fórmula general del teorema de Castigliano.

f) Desplazamientos verticales de la carcasa v_{a1}, v_{a2}, v_{a3} .

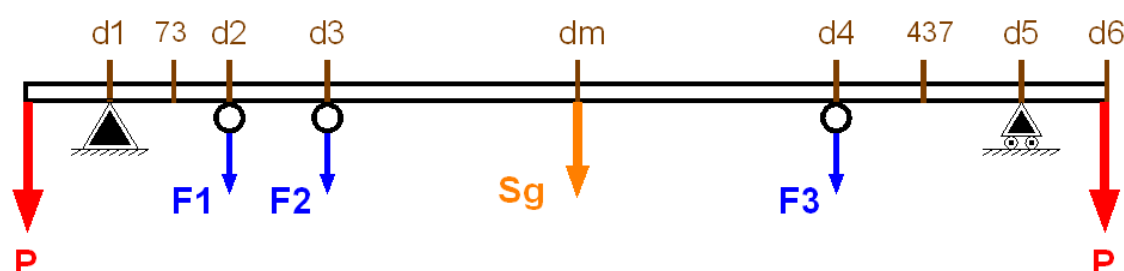


Figura 21. Sistema real para el desplazamiento vertical de la carcasa

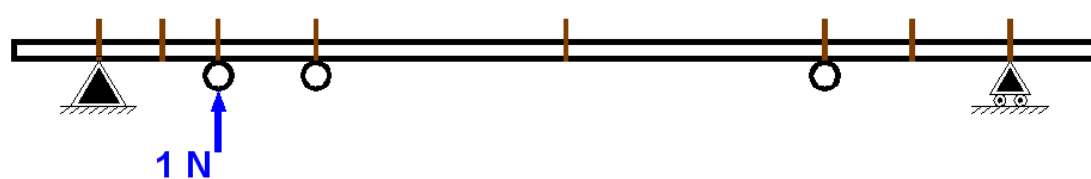


Figura 22. Sistema ficticio para el desplazamiento en v_{a1} .

$$\begin{aligned}
va1 := & \left(\frac{1}{E1 \cdot I1} \right) \cdot \left[\int_{d1}^{73} [(-P+Ra)x - Ra \cdot d1] \cdot \left[-\left(\frac{d5-d2}{d5-d1} \right) \cdot x \right] dx \right] + \\
& + \left(\frac{1}{E1 \cdot I2} \right) \cdot \left[\int_{73}^{d2} [(-P+Ra)x - Ra \cdot d1] \cdot \left[-\left(\frac{d5-d2}{d5-d1} \right) \cdot x \right] dx \right] \\
& + \left(\frac{1}{E1 \cdot I3} \right) \cdot \left[\int_{d2}^{d3} [(-P+Ra-F1)x - Ra \cdot d1 + F1 \cdot d2] \cdot \left[\left(\frac{d2-d1}{d5-d1} \right) \cdot x - d2 \right] dx \right] \\
& + \left(\frac{1}{E1 \cdot I4} \right) \cdot \left[\int_{d3}^{dm} [(-P+Ra-F1-F2)x - Ra \cdot d1 + F1 \cdot d2 + F2 \cdot d3] \cdot \left[\left(\frac{d2-d1}{d5-d1} \right) \cdot x - d2 \right] dx \right. \\
& \quad \left. + \int_{dm}^{d4} [(-P+Ra-F1-F2-Sg)x - Ra \cdot d1 + F1 \cdot d2 + F2 \cdot d3 + Sg \cdot dm] \cdot \left[\left(\frac{d2-d1}{d5-d1} \right) \cdot x - d2 \right] dx \right. \\
& \quad \left. + \int_{d4}^{437} [(-P+Ra-F1-F2-Sg-F3)x - Ra \cdot d1 + F1 \cdot d2 + F2 \cdot d3 + Sg \cdot dm + F3 \cdot d4] \cdot \left[\left(\frac{d2-d1}{d5-d1} \right) \cdot x - d2 \right] dx \right] \\
& + \left(\frac{1}{E1 \cdot I5} \right) \cdot \left[\int_{437}^{d5} [(-P+Ra-F1-F2-Sg-F3)x - Ra \cdot d1 + F1 \cdot d2 + F2 \cdot d3 + Sg \cdot dm + F3 \cdot d4] \cdot \left[\left(\frac{d2-d1}{d5-d1} \right) \cdot x - d2 \right] dx \right] \\
& + \left(\frac{1}{E1 \cdot I6} \right) \cdot \left[\int_{d5}^{d6} [(-P+Ra-F1-F2-Sg-F3+Re)x - Ra \cdot d1 + F1 \cdot d2 + F2 \cdot d3 + Sg \cdot dm + F3 \cdot d4 - Re \cdot d5] \cdot \left[\left(\frac{d2-d1}{d5-d1} \right) \cdot x - d2 \right] dx \right]
\end{aligned}$$

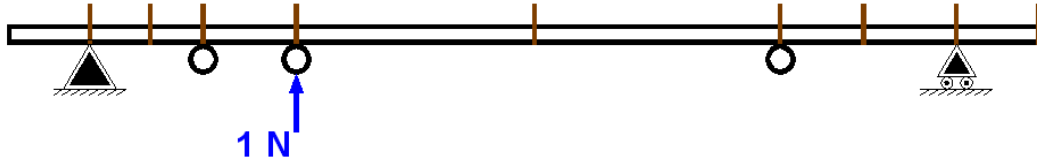


Figura 23. Sistema ficticio para el desplazamiento en v_{a2} .

$$\begin{aligned}
va2 := & \left(\frac{1}{E1 \cdot I1} \right) \cdot \left[\int_{d1}^{73} [(-P+Ra)x - Ra \cdot d1] \cdot \left[-\left(\frac{d5-d3}{d5-d1} \right) \cdot x \right] dx \right] + \\
& + \left(\frac{1}{E1 \cdot I2} \right) \cdot \left[\int_{73}^{d2} [(-P+Ra)x - Ra \cdot d1] \cdot \left[-\left(\frac{d5-d3}{d5-d1} \right) \cdot x \right] dx \right] \\
& + \left(\frac{1}{E1 \cdot I3} \right) \cdot \left[\int_{d2}^{d3} [(-P+Ra-F1)x - Ra \cdot d1 + F1 \cdot d2] \cdot \left[-\left(\frac{d5-d3}{d5-d1} \right) \cdot x \right] dx \right] \\
& + \left(\frac{1}{E1 \cdot I4} \right) \cdot \left[\int_{d3}^{dm} [(-P+Ra-F1-F2)x - Ra \cdot d1 + F1 \cdot d2 + F2 \cdot d3] \cdot \left[\left(\frac{d3-d1}{d5-d1} \right) \cdot x - d3 \right] dx \right. \\
& \quad \left. + \int_{dm}^{d4} [(-P+Ra-F1-F2-Sg)x - Ra \cdot d1 + F1 \cdot d2 + F2 \cdot d3 + Sg \cdot dm] \cdot \left[\left(\frac{d3-d1}{d5-d1} \right) \cdot x - d3 \right] dx \right. \\
& \quad \left. + \int_{d4}^{437} [(-P+Ra-F1-F2-Sg-F3)x - Ra \cdot d1 + F1 \cdot d2 + F2 \cdot d3 + Sg \cdot dm + F3 \cdot d4] \cdot \left[\left(\frac{d3-d1}{d5-d1} \right) \cdot x - d3 \right] dx \right] \\
& + \left(\frac{1}{E1 \cdot I5} \right) \cdot \left[\int_{437}^{d5} [(-P+Ra-F1-F2-Sg-F3)x - Ra \cdot d1 + F1 \cdot d2 + F2 \cdot d3 + Sg \cdot dm + F3 \cdot d4] \cdot \left[\left(\frac{d3-d1}{d5-d1} \right) \cdot x - d3 \right] dx \right] \\
& + \left(\frac{1}{E1 \cdot I6} \right) \cdot \left[\int_{d5}^{d6} [(-P+Ra-F1-F2-Sg-F3+Re)x - Ra \cdot d1 + F1 \cdot d2 + F2 \cdot d3 + Sg \cdot dm + F3 \cdot d4 - Re \cdot d5] \cdot \left[\left(\frac{d3-d1}{d5-d1} \right) \cdot x - d3 \right] dx \right]
\end{aligned}$$

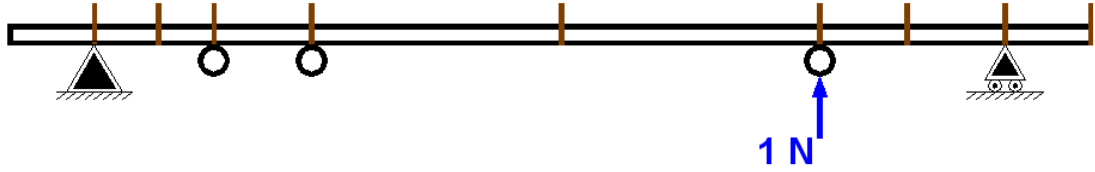


Figura 24. Sistema ficticio para el desplazamiento en v_{a3} .

$$\begin{aligned}
 v_{a3} := & \left(\frac{1}{E \cdot I_1} \right) \cdot \left[\int_{d1}^{73} [(-P+R_a)x - R_a \cdot d1] \cdot \left[-\left(\frac{d5-d4}{d5-d1} \right) \cdot x \right] dx \right] + \\
 & + \left(\frac{1}{E1 \cdot I_2} \right) \cdot \left[\int_{73}^{d2} [(-P+R_a)x - R_a \cdot d1] \cdot \left[-\left(\frac{d5-d4}{d5-d1} \right) \cdot x \right] dx \right] \\
 & + \left(\frac{1}{E1 \cdot I_3} \right) \cdot \left[\int_{d2}^{d3} [(-P+R_a-F1)x - R_a \cdot d1 + F1 \cdot d2] \cdot \left[-\left(\frac{d5-d4}{d5-d1} \right) \cdot x \right] dx \right] \\
 & + \left(\frac{1}{E1 \cdot I_4} \right) \cdot \left[\int_{d3}^{d4} [(-P+R_a-F1-F2)x - R_a \cdot d1 + F1 \cdot d2 + F2 \cdot d3] \cdot \left[-\left(\frac{d5-d4}{d5-d1} \right) \cdot x - d3 \right] dx \right. \\
 & \quad \left. + \int_{dm}^{d4} [(-P+R_a-F1-F2-S_g)x - R_a \cdot d1 + F1 \cdot d2 + F2 \cdot d3 + S_g \cdot dm] \cdot \left[-\left(\frac{d5-d4}{d5-d1} \right) \cdot x \right] dx \right. \\
 & \quad \left. + \int_{437}^{d4} [(-P+R_a-F1-F2-S_g-F3)x - R_a \cdot d1 + F1 \cdot d2 + F2 \cdot d3 + S_g \cdot dm + F3 \cdot d4] \cdot \left[-\left(\frac{d4-d1}{d5-d1} \right) \cdot x - d4 \right] dx \right] \\
 & + \left(\frac{1}{E1 \cdot I_5} \right) \cdot \left[\int_{d4}^{d5} [(-P+R_a-F1-F2-S_g-F3)x - R_a \cdot d1 + F1 \cdot d2 + F2 \cdot d3 + S_g \cdot dm + F3 \cdot d4] \cdot \left[-\left(\frac{d4-d1}{d5-d1} \right) \cdot x - d4 \right] dx \right] \\
 & + \left(\frac{1}{E1 \cdot I_6} \right) \cdot \left[\int_{d5}^{d6} [(-P+R_a-F1-F2-S_g-F3+R_e)x - R_a \cdot d1 + F1 \cdot d2 + F2 \cdot d3 + S_g \cdot dm + F3 \cdot d4 - R_e \cdot d5] \cdot \left[-\left(\frac{d4-d1}{d5-d1} \right) \cdot x - d4 \right] dx \right]
 \end{aligned}$$

g) Desplazamientos verticales en el eje : v_{b1} , v_{b2} , v_{b3} .

Para facilitar los cálculos se toman las siguientes igualdades.

$$D2 = d3 - d2 \quad ; \quad D3 = d4 - d3 \quad ; \quad D4 = D2 + D3$$

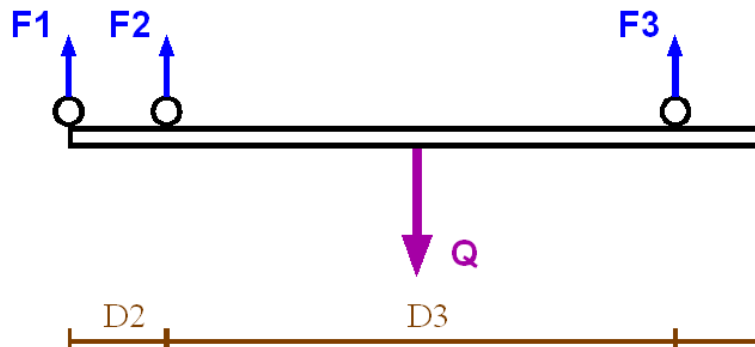


Figura 25. Sistema real para el desplazamiento vertical del eje.

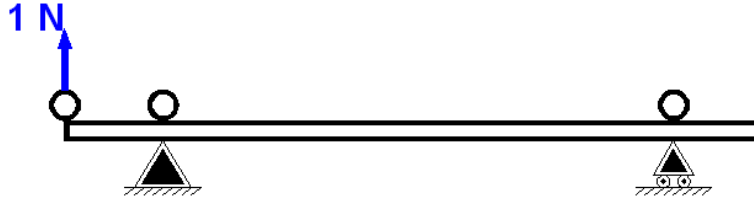


Figura 26. Sistema ficticio para el desplazamiento en v_{b1} .

$$v_{b1} := \left(\frac{1}{E \cdot 2 \cdot I_7} \right) \cdot \left[\int_{d2}^{d3} (F1 \cdot x) \cdot x dx \right] + \left(\frac{1}{E \cdot 2 \cdot I_8} \right) \cdot \left[\int_{d3}^{dm} [(F1 + F2) \cdot x - F2 \cdot d3] \cdot \left[\left(\frac{-D2}{D3} \right) x + \frac{D4 \cdot D2}{D3} \right] dx + \int_{dm}^{d4} [(F1 + F2 - Q) \cdot x - F2 \cdot d3 + Q \cdot dm] \cdot \left[\left(\frac{-D2}{D3} \right) x + \frac{D4 \cdot D2}{D3} \right] dx \right]$$

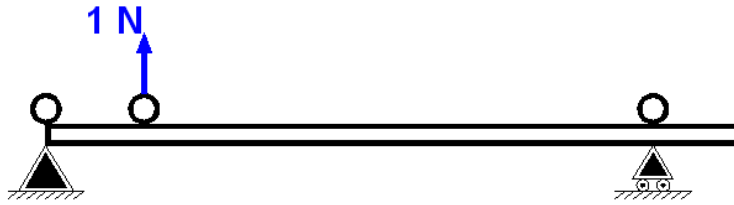


Figura 27. Sistema ficticio para el desplazamiento en v_{b2} .

$$v_{b2} := \left(\frac{1}{E \cdot 2 \cdot I_7} \right) \cdot \left[\int_{d2}^{d3} (F1 \cdot x) \cdot \left[\left(\frac{-D3}{D4} \right) \cdot x \right] dx \right] + \left(\frac{1}{E \cdot 2 \cdot I_8} \right) \cdot \left[\int_{d3}^{dm} [(F1 + F2) \cdot x - F2 \cdot d3] \cdot \left[\left(\frac{D2}{D4} \right) x + D2 \right] dx + \int_{dm}^{d4} [(F1 + F2 - Q) \cdot x - F2 \cdot d3 + Q \cdot dm] \cdot \left[\left(\frac{D2}{D4} \right) x + D2 \right] dx \right]$$

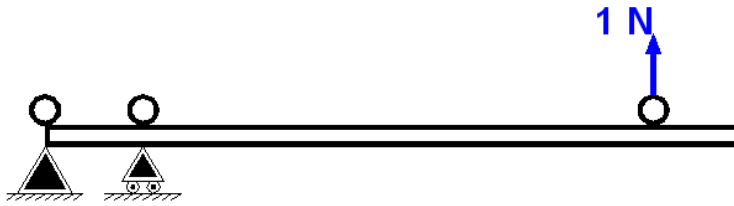


Figura 28. Sistema ficticio para el desplazamiento en v_{b3} .

$$v_{b3} := \left(\frac{1}{E \cdot 2 \cdot I_7} \right) \cdot \left[\int_{d2}^{d3} (F1 \cdot x) \cdot \left[\left(\frac{D3}{D4} \right) \cdot x \right] dx \right] + \left(\frac{1}{E \cdot 2 \cdot I_8} \right) \cdot \left[\int_{d3}^{dm} [(F1 + F2) \cdot x - F2 \cdot d3] \cdot [-x + D4] dx + \int_{dm}^{d4} [(F1 + F2 - Q) \cdot x - F2 \cdot d3 + Q \cdot dm] \cdot [-x + D4] dx \right]$$

h) Condiciones de contorno:

Equilibrio de fuerzas : $Ra + Re = 2 \cdot P + Q + Sg$

Equilibrio de momentos : $Ra \cdot d1 + Re \cdot d5 = P \cdot d6 + (Q + Sg) \cdot dm$

Igualdad de desplazamientos : $V_{a1} = V_{b1}$; $V_{a2} = V_{b2}$; $V_{a3} = V_{b3}$

i) Resultado para cada caso.

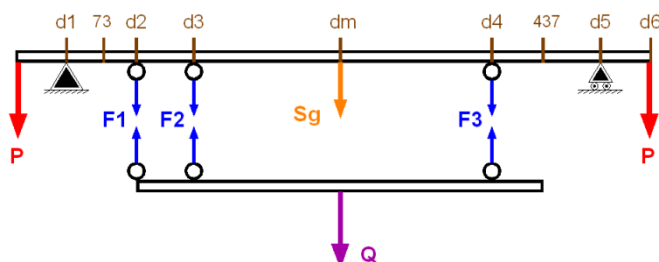


Figura 29. Caso a, Q en sentido a favor de la gravedad.

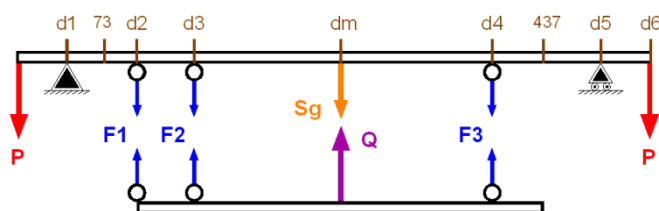


Figura 30. Caso b, Q en sentido opuesto a la gravedad.

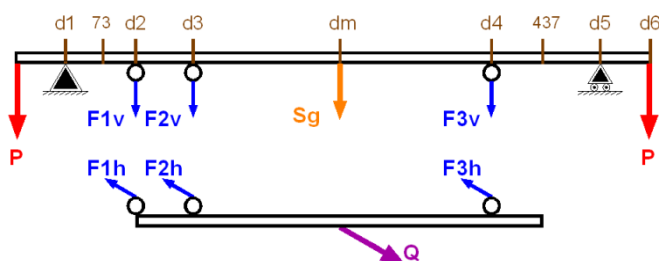


Figura 31. Caso c, Q en dirección perpendicular a la gravedad.

Tipo de dato	D	R	R	R	D	D	R	R	D
Cargas	P (N)	Ra (N)	F1 (N)	F2 (N)	Sg (N)	Q (N)	F3 (N)	Re (N)	P (N)
Caso									
a	975	1568	-0,141	155,5	220	1000	1229	1602	975
b	975	594,1	-0,217	-1827	220	-1000	3185	576,0	975
c	c.1	975	1081	-0,179	-835,9	220	0	2207	1089
	c.2	0	487,0	0,038	991,5	0	1000	-977,9	513,0
	C tot	975	1186	0,183	1297	220	1000	2414	1204
									975

D : Dato ; R : Resultado

Tabla 15. Resumen de cargas en cada uno de los 3 casos discretizados.

Desplazamiento Cargas		v1 (mm)	v2 (mm)	v3 (mm)
Caso				
a		0,022	0,018	0,113
b		0,015	0,012	0,077
c	c.1	0,018	0,015	0,095
	c.2	0,022	0,018	0,113
	C tot	0,028	0,023	0,148

Tabla 16. Resumen de desplazamientos en cada uno de los 3 casos discretizados.

Se puede observar en esta tabla la rigidez de la estructura ya que el desplazamiento máximo vale tan solo 0,113 mm y tiene lugar en el lateral de la carcasa opuesto a la zona del eje con el engranaje.

5.6 Factores de seguridad.

5.6.1 Momentos flectores y torsores.

Se debe considerar que en las siguientes gráficas se toma el sentido lógico que se esperaba de cada fuerza. En las fuerzas con valor negativo, indican un sentido en contra del esperado en las flechas negras. Por ejemplo, el valor de F1 siempre es contrario al sentido esperado.

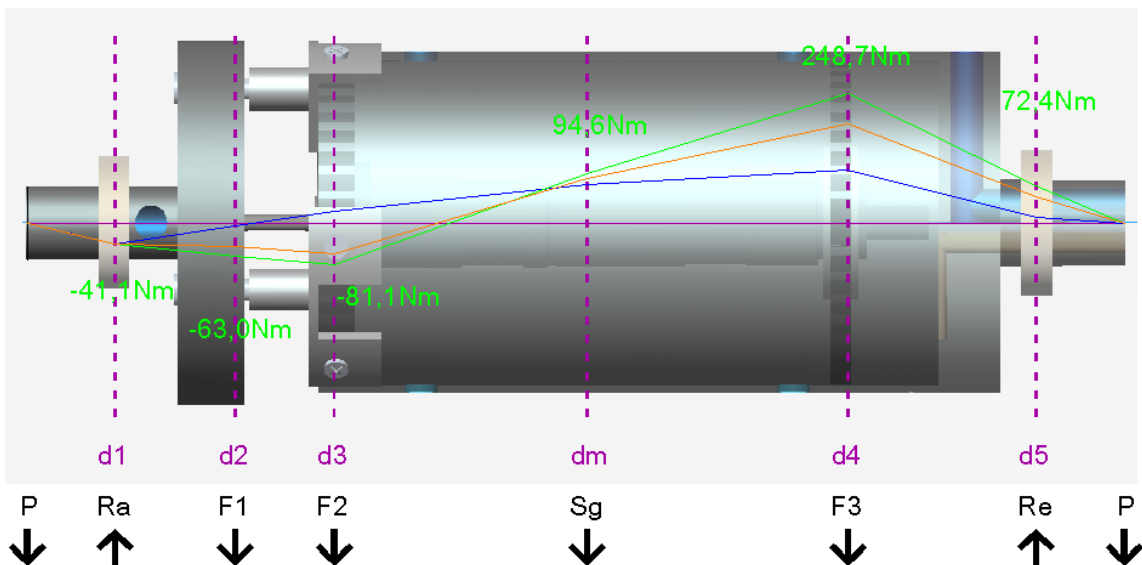


Figura 32. Momentos flectores en la carcasa. Leyenda : Azul : caso a) ; Verde : caso b) ; Naranja : caso c) ; Rojo : Torsión.

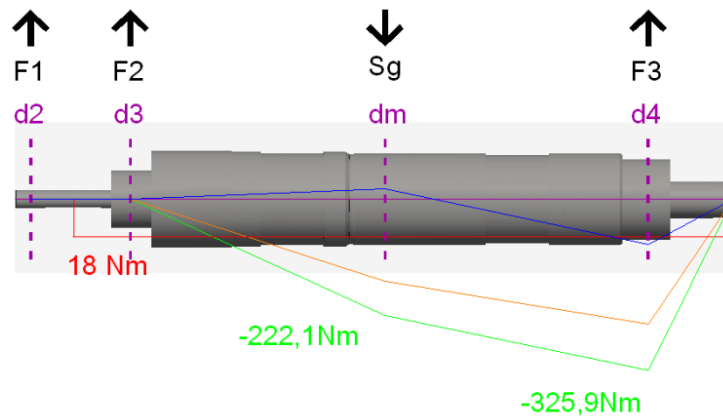


Figura 33. Momentos flectores y torsores en el eje. Leyenda : Azul : caso a) ; Verde : caso b) ; Naranja : caso c) ; Rojo : Torsión.

Como se puede apreciar, los mayores momentos se alcanzan en el caso c, en el que la fuerza radial del eje tiene sentido contrario a la gravedad.

También se aprecia como los momentos quedan desplazados hacia la derecha. Esto es debido a que la inercia geométrica en el lado de la unión de las dos partes de la carcasa y en el alojamiento del segundo rodamiento es mayor que el lado derecho. Esto hace que se resista más a deformarse, y que las fuerzas registradas y por tanto los momentos flectores sean también menores. Resulta ser una situación ventajosa, pues es muy importante que el eje en ese punto sea lo menor posible como se ha explicado anteriormente.

5.6.2 Secciones críticas.

Se toman las siguientes secciones como las más propensas a ser rotas, bien por aguantar momentos flectores altos o bien porque tienen una geometría con elementos concentradores de tensiones como cambios de secciones o perforaciones. Las distancias están en milímetros y en el eje toman el valor absoluto desde el extremo de la carcasa.

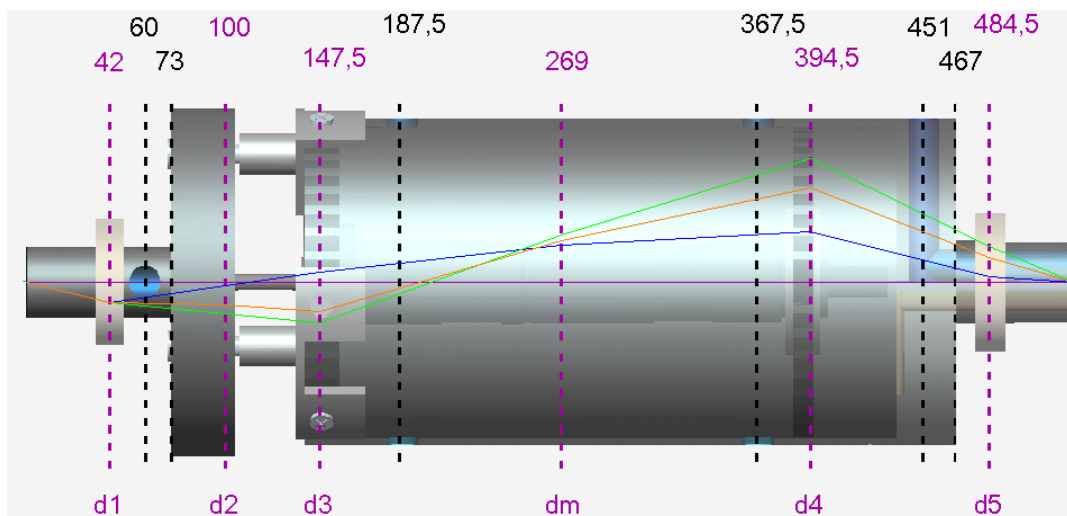


Figura 34. Secciones críticas en la carcasa.

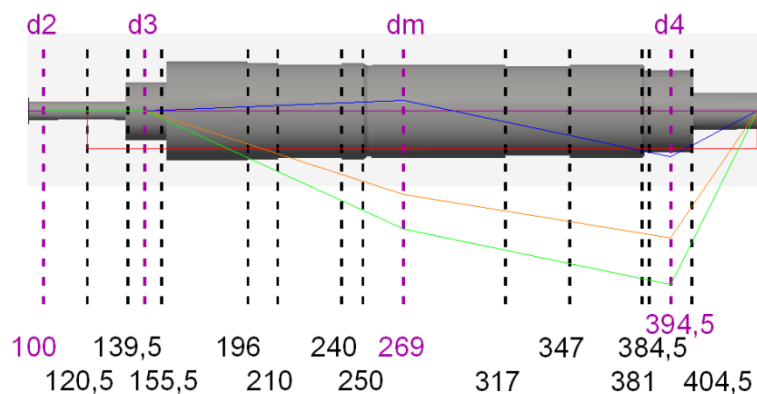


Figura 35. Secciones críticas en el eje.

5.6.3 Materiales seleccionados.

Por exigencias del manual del motor, el eje debe tener una permeabilidad magnética alta para reducir al máximo las interferencias en el campo magnético permanente generado. Las características que mejoran estas propiedades son las siguientes:

- Bajo contenido en carbono y en otros aleantes. Aceros dulces.
- Tamaño de grano grande, para que los dominios magnéticos sean más grandes y menos bordes de grano dificulten su giro. Mejora obtenida por el tratamiento del recocido.
- Ausencia de tensiones residuales. Mejora obtenida por el tratamiento del recocido.
- Aleantes Ni y Co aumentan el grado de saturación a la permeabilidad.

Para la carcasa, se recomienda escoger un material algo más ligero aunque resistente, que reduzca las deformaciones y no las transmita a la camisa de agua que rodea el rotor. Aunque se encarezca el coste, es recomendable escoger una aleación de aluminio.

Los materiales que han conseguido cumplir los requisitos impuestos son los siguientes:

	Material	UNE	Tratamiento	Resistencia última S_E	Resistencia a fluencia S_y	Dureza Brinell
EJE	Acero	F-112	Recocido	430 MPa	317 MPa	137 HBN
CARCASA	Aleación De aluminio	6061	T6 : Envejecimiento artificial	310 MPa	276 MPa	30 HBN

Tabla 17. Datos de materiales en eje y carcasa.[SM90a]

El envejecimiento artificial consiste en tratar el material a una temperatura crítica, para luego en una rápida disminución de la temperatura conseguir el temple del material, para posteriormente aumentar su temperatura a 180 °C.

5.6.4 Fallo por fluencia.

Se comprueba el fallo a fluencia para las dimensiones inicialmente estimadas. Se realiza el estudio estático utilizando el teorema del esfuerzo cortante máximo (E.C.M.), el cuál es más conservador que el de Von Mises. Se calculará el coeficiente de seguridad “n” frente al fallo por fluencia [Tdm.a].

Se sabe que las tensiones en la superficie de un eje macizo de sección circular, en un estado de carga combinada de flexión y torsión son:

$$\sigma_x = \frac{M \cdot y}{I_x} = \frac{M \cdot d/2}{I_x} \quad \tau_{xy} = \frac{T \cdot r}{J_o} = \frac{T \cdot d/2}{J_o}$$

- σ_x : Tensión de flexión (esfuerzo normal según la dirección x).
- T_{xy} : Tensión de torsión (esfuerzo tangencial en el plano xy).
- M : Momento flector en la sección crítica. (N·mm)
- I : Momento de inercia transversal del eje $I_x = \int_A y^2 \cdot dA$
- T : Momento torsor en la sección crítica. (N·mm)
- J : Momento de inercia polar del eje $J_o = \int r^2 \cdot dA = I_x + I_y$
En caso de simetría radial $I_x = I_y \Rightarrow J_o = 2 \cdot I_x$
- d : Diámetro del eje. (mm)

A través de los círculos de Mohr se puede obtener la tensión cortante máxima, cuyo valor es:

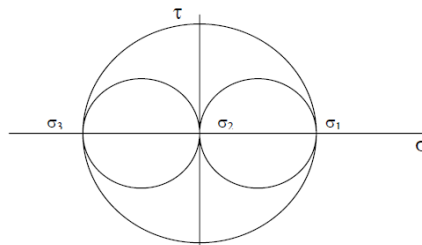


Figura 36. Tensión Cortante máxima en el círculo de Mohr.

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

Se sustituyen los valores obtenidos anteriormente y se llega a:

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{M \cdot d}{4 \cdot I_x}\right)^2 + \left(\frac{T \cdot d}{2 \cdot J_o}\right)^2} = \frac{d}{2} \cdot \sqrt{\left(\frac{M}{2 \cdot I_x}\right)^2 + \left(\frac{T}{J_o}\right)^2}$$

Si se aplica la teoría de esfuerzo cortante máximo y se despeja el término del coeficiente de seguridad, se obtiene que:

Tresca (Teoría de Esfuerzo Cortante Máximo): $S_{SY}=0,5 \cdot S_Y$; $n= S_{SY}/\tau_{\max}$

$$n = \frac{S_y}{d \cdot \left(\left(\frac{M}{2 \cdot I_x} \right)^2 + \left(\frac{T}{J_o} \right)^2 \right)^{1/2}}$$

Para el caso del eje, se puede simplificar esta expresión, ya que todos los momentos de inercia responden a la misma expresión:

$$\sigma_x = \frac{M \cdot d/2}{I_x} = \frac{M \cdot d/2}{\pi \cdot d^4/64} = \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot d^3} \tau_{xy} = \frac{T \cdot r}{J_o} = \frac{T \cdot d/2}{\pi \cdot d^4/32} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3}$$

La tensión cortante máxima:

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2} \right)^2 + \tau_{xy}^2} = \frac{16}{\pi \cdot d^3} \sqrt{M^2 + T^2}$$

El coeficiente de seguridad:

$$n = \frac{d^3 \cdot \pi \cdot S_y}{32 \cdot (M^2 + T^2)^{1/2}}$$

En el cálculo estático se considera la motocicleta parada, por lo que no existe transmisión de potencia ni por tanto torsión en el eje. Se numerarán las secciones para facilitar las referencias a cada sección.

a) Fluencia en la Carcasa.

Sección	dist abs	d (mm)	Mmáx(Nm)	I (mm ⁴)	T (Nm)	n
1c	42,0	35	41,0	7,04E+04	0	27
2c	60,0	35	47,8	7,04E+04	0	23
3c	73,0	35	52,8	7,04E+04	0	21
4c	100,0	170	63,0	4,10E+07	0	2112
5c	147,5	160	81,1	5,97E+06	0	254
6c	187,5	160	40,2	5,97E+06	0	512
7c	269,0	160	94,6	5,97E+06	0	218
8c	367,5	160	218,5	5,97E+06	0	94
9c	394,5	160	248,6	5,97E+06	0	83
10c	451,0	40	139,9	3,22E+07	0	3173
11c	467,0	40	120,3	7,42E+04	0	9
12c	484,5	40	248,6	7,42E+04	0	4

Tabla 18. Coeficientes de seguridad en la carcasa.

b) Fluencia en el eje.

Sección	dist abs	d (mm)	Mmáx(Nm)	T (Nm)	n
1e	100,00	8	0,000	0	inf
2e	120,50	8	0,004	0	3671
3e	139,50	8	0,009	0	1836
4e	155,50	25	4,579	0	106
5e	196,00	41,5	96,0	0	23
6e	210,00	39,8	114,2	0	17
7e	240,00	39,8	169,1	0	11,6
8e	250,00	39,8	187,3	0	10,5
9e	269,00	40	222,1	0	9,0
10e	317,00	39,3	264,3	0	7,1
11e	347,00	39,3	289,1	0	6,5
12e	381,00	40	322,2	0	6,2
13e	384,50	35	322,2	0	4,1
14e	394,50	35	325,9	0	4,1
15e	404,50	16	0,000	0	inf

Tabla 19. Coeficientes de seguridad para el eje.

Se aprecian valores altos de seguridad. Las secciones 2e y 3e, pese a su bajo diámetro poseen un coeficiente muy alto. Se recuerda que en estos puntos los momentos flectores son muy bajos porque el momento de inercia en esos puntos es muy grande.

Ha sido correcto tener estos valores pues el fallo a fatiga suele ser mucho más frecuente.

5.6.5 Fallo por Fatiga.

Se hace el cálculo del coeficiente de seguridad ante el fallo por fatiga en las secciones más significativas según Soderberg. Para este criterio, la variación de la resistencia alternante con la tensión media se describe mediante una recta que pasa por los dos puntos, el de resistencia admisible a fluencia y el de resistencia admisible a fatiga [Tdm.b]. La rotura a N ciclos se producirá antes cuanto más cerca esté de dicha recta:

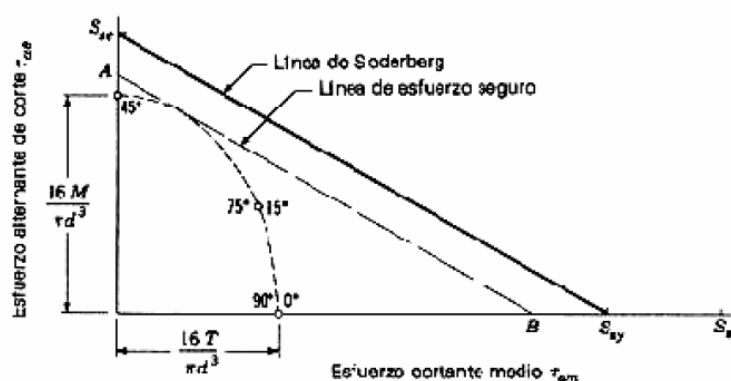


Figura 37. Línea de Soderberg.

Se comprueba que el estado de máxima tensión será aquel punto de la elipse por el cual pasa una recta paralela a la línea de Soderberg y cuya distancia a la misma sea mínima. Así, geométricamente se obtiene que el coeficiente de seguridad n vale :

$$n = \frac{d^3 \cdot \pi}{16 \cdot \left[\left(\frac{T}{S_{sy}} \right)^2 + \left(\frac{M}{S_{se}} \right)^2 \right]^{1/2}}$$

Y en un caso más genérico, se responde ante la siguiente ecuación

$$\frac{\sigma_{aeq}}{S_e} + \frac{\sigma_{meq}}{S_{yt}} = \frac{1}{n}$$

5.6.5.1. Torsión y Flexión alternantes y medios.

Para los casos en que existe torsión y flexión tanto alternante como media, hay que utilizar los valores equivalentes de Von Mises.

$$\sigma_{aeq} = \sqrt{(\sigma_a)^2 + 3 \cdot (\tau_a)^2} \quad \sigma_{meq} = \sqrt{(\sigma_m)^2 + 3 \cdot (\tau_m)^2}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \quad \sigma_m = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n}}{2}$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{m\acute{a}x} - \tau_{m\acute{i}n}}{2} \quad \tau_m = \frac{\tau_{m\acute{a}x} + \tau_{m\acute{i}n}}{2}$$

$$\sigma = \frac{M \cdot d/2}{I_x} \quad \tau = \frac{T \cdot r}{J_o}$$

Los resultados de tensiones equivalentes son los siguientes:

Sección	dist abs	d (mm)	M máx (Nm)	M mín (Nm)	T (Nm)	I (mm ⁴)	J (mm ⁴)
1c	42	35	41,0	41,0	0	7,04E+04	1,41E+05
2c	60	35	47,8	30,3	0	7,04E+04	1,41E+05
3c	73	35	52,8	22,6	0	7,04E+04	1,41E+05
4c	100	170	63,0	6,6	0	4,10E+07	8,20E+07
5c	147,5	160	81,1	21,6	0	5,97E+06	1,19E+07
6c	187,5	160	40,2	19,6	0	5,97E+06	1,19E+07
7c	269	160	94,6	74,8	0	5,97E+06	1,19E+07
8c	367,5	160	218,5	96,8	0	5,97E+06	1,19E+07
9c	394,5	160	248,6	102,1	0	5,97E+06	1,19E+07
10c	451	40	139,9	46,0	0	3,22E+07	6,43E+07
11c	467	40	120,3	35,9	0	7,42E+04	1,48E+05
12c	484,5	40	248,6	102,1	0	7,42E+04	1,48E+05

Tabla 20. Momentos de inercia geométrico transversal y polar de la carcasa.

Sección	$\sigma_{\text{máx}}$ (MPa)	$\sigma_{\text{mín}}$ (MPa)	σ_a (MPa)	σ_m (MPa)	τ_m (MPa)
1c	10,17	10,17	0,00	10,17	0
2c	11,88	7,52	2,18	9,70	0
3c	13,11	5,61	3,75	9,36	0
4c	0,13	0,01	0,06	0,07	0
5c	1,09	0,29	0,40	0,69	0
6c	0,54	0,26	0,14	0,40	0
7c	1,27	1,00	0,13	1,14	0
8c	2,93	1,30	0,82	2,11	0
9c	3,33	1,37	0,98	2,35	0
10c	0,09	0,03	0,03	0,06	0
11c	32,44	9,67	11,39	21,06	0
12c	67,01	27,53	19,74	47,27	0

Tabla 21. Esfuerzos alternantes y medios en la carcasa.

Sección	dist abs	d (mm)	M máx (Nm)	M mín (Nm)	T (Nm)	I (mm ⁴)	J (mm ⁴)
1e	100	8	0,0	0,0	0	2,01E+02	4,02E+02
2e	120,5	8	0,0	0,0	18	2,01E+02	4,02E+02
3e	139,5	8	0,0	0,0	18	2,01E+02	4,02E+02
4e	155,5	25	4,6	0,4	18	1,92E+04	3,83E+04
5e	196	41,5	96,0	8,1	18	1,46E+05	2,91E+05
6e	210	39,8	114,2	9,7	18	1,23E+05	2,46E+05
7e	240	39,8	169,1	14,4	18	1,23E+05	2,46E+05
8e	250	39,8	187,3	15,9	18	1,23E+05	2,46E+05
9e	269	40	222,1	18,9	18	1,26E+05	2,51E+05
10e	317	39,3	264,3	24,2	18	1,17E+05	2,34E+05
11e	347	39,3	289,1	49,5	18	1,17E+05	2,34E+05
12e	381	40	322,2	83,3	18	1,26E+05	2,51E+05
13e	384,5	35	322,2	83,3	18	7,37E+04	1,47E+05
14e	394,5	35	325,9	87,1	18	7,37E+04	1,47E+05
15e	404,5	16	0,0	0,0	18	3,22E+03	6,43E+03

Tabla 22. Momentos de inercia geométrico transversal y polar en el eje.

Sección	$\sigma_{\text{máx}}$ (MPa)	$\sigma_{\text{mín}}$ (MPa)	σ_a (MPa)	σ_m (MPa)	τ_m (MPa)
1e	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2e	0,09	0,06	0,02	0,07	179,05
3e	0,17	0,11	0,03	0,14	179,05
4e	2,99	0,25	1,37	1,62	5,87
5e	13,68	1,16	6,26	7,42	1,28
6e	18,46	1,57	8,44	10,01	1,45
7e	27,32	2,32	12,50	14,82	1,45
8e	30,27	2,57	13,85	16,42	1,45
9e	35,34	3,00	16,17	19,17	1,43
10e	44,35	4,06	20,14	24,21	1,51
11e	48,52	8,31	20,10	28,42	1,51
12e	51,28	13,26	19,01	32,27	1,43
13e	76,55	19,80	28,38	48,17	2,14
14e	77,43	20,70	28,37	49,07	2,14
15e	0,00	0,00	0,00	0,00	22,38

Tabla 23. Esfuerzos alternantes y medios en el eje.

En esta tabla se puede observar como, si las secciones 2e y 3e fallaran, sería por razones de torsión y no de flexión pues se ha logrado con el diseño que este último valor sea muy pequeño. La torsión no se puede limitar porque proviene del motor.

Para poder hallar los coeficientes de seguridad “n”, primero se ha de calcular el límite de fatiga corregido para vida infinita de cada sección crítica. Una vez hallados éstos, se sustituirán los valores correspondientes para cada sección.

5.6.5.2. Límite de fatiga corregido para vida infinita.

Para calcular dicho parámetro se aplicará la ecuación de Marin y se obtendrán todas las variables:

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot S_e'$$

a) Se' : Límite de fatiga

Hierros y aceros forjados : $S_e = 0,5 \cdot S_{ut}$ $S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa}$

Carcasa : $S_e = 0,5 \cdot S_{ut} = 0,5 \cdot 310 = 155 \text{ Mpa}$

Eje : $S_e = 0,5 \cdot S_{ut} = 0,5 \cdot 430 = 215 \text{ Mpa}$

b) Ka: Factor de acabado superficial.

$$K_a = a \cdot S_{ut}^b$$

Acabado Superficial	a (MPa)	b (MPa)
Pulido	1	0
Acabado fino (esmerilado, rectificado...)	1,58	-0,085
Mecanizado sin acabar/estirado en frío	4,51	-0,265
Laminado en caliente	57,7	-0,718
Forjado	272	-0,995

Tabla 24. Coeficientes del factor de acabado superficial.

La carcasa puede tener externamente un acabado sin mecanizar. Aunque el interior tenga que cumplir con las especificaciones de tolerancias para acoplar adecuadamente las piezas, se tomará el peor de los dos casos.

El eje será pulido, pues cualquier irregularidad podría ser motivo de ruptura por fisuración. Además tiene que respetarse el flujo magnético y el pulido es más acorde con es premisa.

$$\text{Carcasa : } K_a = 57,7 \cdot S_{ut}^{-0,718} = 0,938$$

$$\text{Eje : } K_a = 1 \cdot 430^0 = 1,000$$

c) Kb: Factor de tamaño.

$$K_b = 1,189 \cdot d^{-0,097} \quad \text{para } 2,8 \text{ mm} < d \leq 52 \text{ mm}$$

$$K_b = (d / 7,62)^{-0,1133} \quad \text{para } 52 \text{ mm} < d \leq 250 \text{ mm}$$

Diámetro equivalente para viga redonda, maciza o hueca no rotativa:

$$d_e = 0,370 \cdot D$$

Sección	Dist abs	d (mm)	d _e (mm)	K _b
1c	42,0	35,0	13,0	0,942
2c	60,0	35,0	13,0	0,942
3c	73,0	35,0	13,0	0,942
4c	100,0	170,0	62,9	0,796
5c	147,5	160,0	59,2	0,800
6c	187,5	160,0	59,2	0,800
7c	269,0	160,0	59,2	0,800
8c	367,5	160,0	59,2	0,800
9c	394,5	160,0	59,2	0,800
10c	451,0	40,0	14,8	0,928
11c	467,0	40,0	14,8	0,928
12c	484,5	40,0	14,8	0,928

Tabla 25. Factores de Tamaño para la carcasa.

Sección	Dist abs	d (mm)	Kb
1e	100,0	8,0	0,995
2e	120,5	8,0	0,995
3e	139,5	8,0	0,995
4e	155,5	25,0	0,874
5e	196,0	41,5	0,825
6e	210,0	39,8	0,829
7e	240,0	39,8	0,829
8e	250,0	39,8	0,829
9e	269,0	40,0	0,829
10e	317,0	39,3	0,830
11e	347,0	39,3	0,830
12e	381,0	40,0	0,829
13e	384,5	35,0	0,841
14e	394,5	35,0	0,841
15e	404,5	16,0	0,919

Tabla 26. Factores de Tamaño para el eje.

d) Kc: Factor de confiabilidad.

Carcasa : confiabilidad del 99 % : $K_c = 0,814$

Eje : confiabilidad del 99,9 % : $K_c = 0,753$

La confiabilidad del eje debe ser mayor que la de la carcasa. Como se verá más adelante, el eje trabaja en condiciones más críticas que la carcasa, ya que el tipo de material se ve limitado por las características magnéticas. Un fallo en el eje tendría como consecuencia un grave accidente que causaría daños al conductor, así como la destrucción total o parcial de la máquina eléctrica, aumentando notablemente el coste de la reparación y el disgusto del consumidor.

e) Kd: Factor de temperatura.

$T \leq 450\text{ }^{\circ}\text{C}$: $K_d = 1$

f) Ke: Factor de concentración de tensiones.

$$K_e = \frac{1}{R_f}$$

$$q = \frac{R_f - 1}{K_t - 1} \quad \Rightarrow \quad R_f = q \cdot (K_t - 1) + 1$$

Este factor se determina gráficamente según el tipo de concentrador de tensiones.

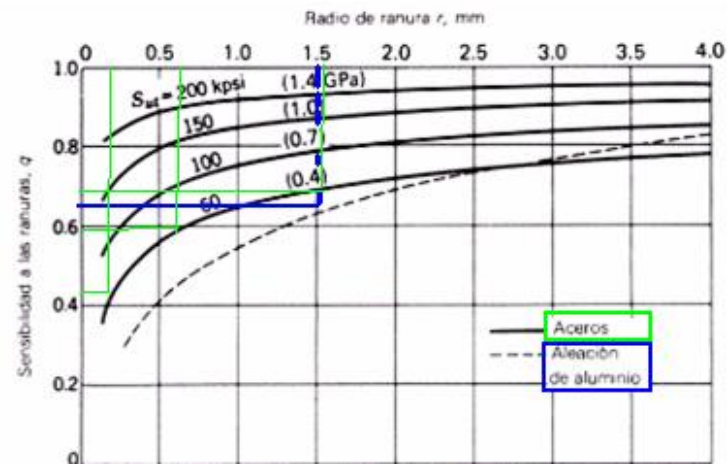


Figura 38. Gráfica de sensibilidad a las ranuras. Cargas de flexión y axiales alternantes. Para radios de ranura mayores, usar valores de q correspondientes a 4mm

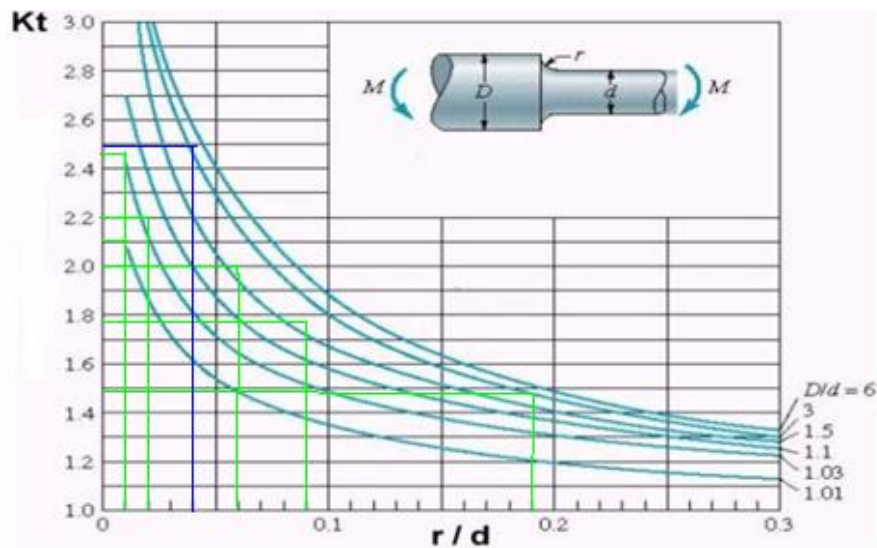


Figura 39. Barra de sección circular en flexión con estrechamiento y entalles.

a/D	d/D					
	0.9		0.6		0	
	A	K_t	A	K_t	A	K_t
0.050	0.92	2.63	0.91	2.55	0.88	2.42
0.075	0.89	2.55	0.88	2.43	0.86	2.35
0.10	0.86	2.49	0.85	2.36	0.83	2.27
0.125	0.82	2.41	0.82	2.32	0.80	2.20
0.15	0.79	2.39	0.79	2.29	0.76	2.15
0.175	0.76	2.38	0.75	2.26	0.72	2.10
0.20	0.73	2.39	0.72	2.23	0.68	2.07
0.225	0.69	2.40	0.68	2.21	0.65	2.04
0.25	0.67	2.42	0.64	2.18	0.61	2.00
0.275	0.66	2.48	0.61	2.16	0.58	1.97
0.30	0.64	2.52	0.58	2.14	0.54	1.94

Figura 40. Factor K_f para barras huecas con taladro transversal.

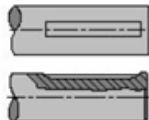
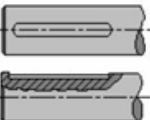
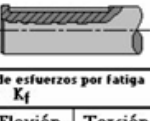
	Chaveta (o cuña) con talón	Chaveta (o cuña) extremos fresados		
				
Acero	Factor de concentración de esfuerzos por fatiga o reducido K_f			
	Flexión	Torsión	Flexión	Torsión
Aleados (< 200 HB)	1.3	1.3	1.6	1.3
Templado y revenido (≥ 200 HB)	1.6	1.6	2.0	1.6

Figura 41. Coeficiente K_f para chavetas.

dist abs	Irregularidad	r (a) (mm)	q	D (mm)	d (mm)	D / d (d / D)	r / d (a / D)	Kt	Rf	Ke
42,0	-									1,00
60,0	taladro	(16)	0,65	35	16	0,46	(0,46)	2,14	1,74	0,57
73,0	Δ sección	1,5	0,65	170	35	4,86	0,04	2,50	1,98	0,50
100,0	-									1,00
147,5	-									1,00
187,5	taladro	(1,5)	0,65	160	16	0,10	(0,10)	2,36	1,88	0,53
269,0	-									1,00
367,5	taladro	(1,5)	0,65	160	16	0,10	(0,10)	2,36	1,88	0,53
394,5	-									1,00
451,0	taladro	(1,5)	0,65	160	16	0,10	(0,10)	2,36	1,88	0,53
467,0	Δ sección	1,5	0,65	160	40	4,00	0,04	2,50	1,98	0,50
484,5	-									1,00

Tabla 27. Factor de concentración de tensiones para la carcasa.

dist abs	Irregularidad	r (mm)	q	D (mm)	d (mm)	D / d	r / d	Kt	Rf	Ke
100,0	-									1,00
120,5	chavetera			8				1,3		0,77
139,5	Δ sección	1,5	0,70	25	8	3,13	0,19	1,50	1,35	0,74
155,5	Δ sección	1,5	0,70	42	25	1,68	0,06	2,00	1,70	0,59
196,0	Δ sección	0,2	0,45	42	41,5	1,01	0,01	2,10	1,50	0,67
210,0	Δ sección	0,2	0,45	41,5	39,8	1,04	0,01	2,45	1,65	0,61
240,0	Δ sección	0,2	0,45	41,5	39,8	1,04	0,01	2,45	1,65	0,61
250,0	Δ sección	0,6	0,60	41,5	39,2	1,06	0,02	2,30	1,78	0,56
269,0	-									1,00
317,0	Δ sección	0,2	0,45	40	38,3	1,04	0,01	2,45	1,65	0,61
347,0	Δ sección	0,2	0,45	40	38,3	1,04	0,01	2,45	1,65	0,61
381,0	Δ sección	1,5	0,70	40	25	1,60	0,06	1,95	1,67	0,60
384,5	-									1,000
394,5	-									1,000
404,5	Δ sección	1,5	0,70	25	16	1,56	0,09	1,80	1,56	0,64

Tabla 28. Factor de concentración de tensiones para el eje.

g) Se : Límite de fatiga corregido.

Ka	Kc	Kd	Sut	Se' (Mpa)
0,938	0,814	1,000	310	155

Sección	Kb	Ke	Se(Mpa)
1c	0,942	1,000	111
2c	0,942	0,574	64
3c	0,942	0,506	56
4c	0,796	1,000	94
5c	0,800	1,000	95
6c	0,800	0,531	50
7c	0,800	1,000	95
8c	0,800	0,531	50
9c	0,800	1,000	95
10c	0,928	0,531	58
11c	0,928	0,506	56
12c	0,928	1,000	110

Tabla 29. Límite de fatiga corregido para la carcasa.

Ka	Kc	Kd	Sut	Se' (Mpa)
1,000	0,753	1,000	430	215

Sección	Kb	Ke	Se (Mpa)
1e	0,995	1,000	161
2e	0,995	0,769	124
3e	0,995	0,741	119
4e	0,874	0,588	83
5e	0,825	0,669	89
6e	0,829	0,605	81
7e	0,829	0,605	81
8e	0,829	0,562	75
9e	0,829	1,000	134
10e	0,830	0,605	81
11e	0,830	0,605	81
12e	0,829	0,601	81
13e	0,841	1,000	136
14e	0,841	1,000	136
15e	0,919	0,641	95

Tabla 30. Límite de fatiga corregido para el eje.

5.6.5.3. Resultado de los coeficientes frente a fallo.

Carcasa: $S_y = 276 \text{ MPa}$

Sección	dist abs	σ_{aeq} (MPa)	σ_{meq} (MPa)	Se (MPa)	n
1c	42	0,00	10,2	111	27,1
2c	60	2,18	9,7	64	14,5
3c	73	3,75	9,4	56	10,0
4c	100	0,06	0,1	94	1132,4
5c	147,5	0,40	0,7	95	149,1
6c	187,5	0,14	0,4	50	238,3
7c	269	0,13	1,1	95	181,2
8c	367,5	0,82	2,1	50	41,9
9c	394,5	0,98	2,4	95	53,0
10c	451	0,03	0,1	58	1407,7
11c	467	11,39	21,1	56	3,6
12c	484,5	19,74	47,3	110	2,8

Tabla 31. Coeficientes de seguridad ante fatiga para la carcasa.

Eje : $S_y = 317 \text{ MPa}$

Sección	dist abs	σ_{aeq} (MPa)	σ_{meq} (MPa)	Se (MPa)	n
1e	100	0,00	0,0	161	inf
2e	120,5	0,02	310,1	124	1,02
3e	139,5	0,03	310,1	119	1,02
4e	155,5	1,37	10,3	83	20,45
5e	196	6,26	7,7	89	10,59
6e	210	8,44	10,3	81	7,32
7e	240	12,50	15,0	81	4,97
8e	250	13,85	16,6	75	4,24
9e	269	16,17	19,3	134	5,51
10e	317	20,14	24,3	81	3,08
11e	347	20,10	28,5	81	2,97
12e	381	19,01	32,4	81	2,96
13e	384,5	28,38	48,3	136	2,77
14e	394,5	28,37	49,2	136	2,75
15e	404,5	0,00	38,8	95	8,18

Tabla 32. Coeficientes de seguridad ante fatiga para el eje.

Los resultados son aceptables, sobre todo en el eje, donde se ajustan mejor los valores. El caso más crítico para el eje se encuentra cerca del engranaje porque es el punto que se ha tomado como referencia en la iteración. Además, el eje trabaja en condiciones más críticas que la carcasa, ya que el tipo de material se ve limitado por las características magnéticas.

Los valores de seguridad para la carcasa son altos, lo cual es consecuente con la idea de tener una carcasa robusta que no ceda frente a ningún movimiento demasiado brusco ni ninguna vibración. Tampoco interesa disminuir al máximo el radio externo de la carcasa, pues siempre va a ser mucho más pequeño que el diámetro del tambor de la llanta que lo cubre, y a este solo es consecuencia del tamaño de los engranajes.

Por último, se debe recordar que los cálculos de fatiga están calculados en base a una vida a máxima velocidad, lo cual en la realidad nunca sucedería.

Capítulo 6

Engranajes.

6.1 Geometría de los engranajes.

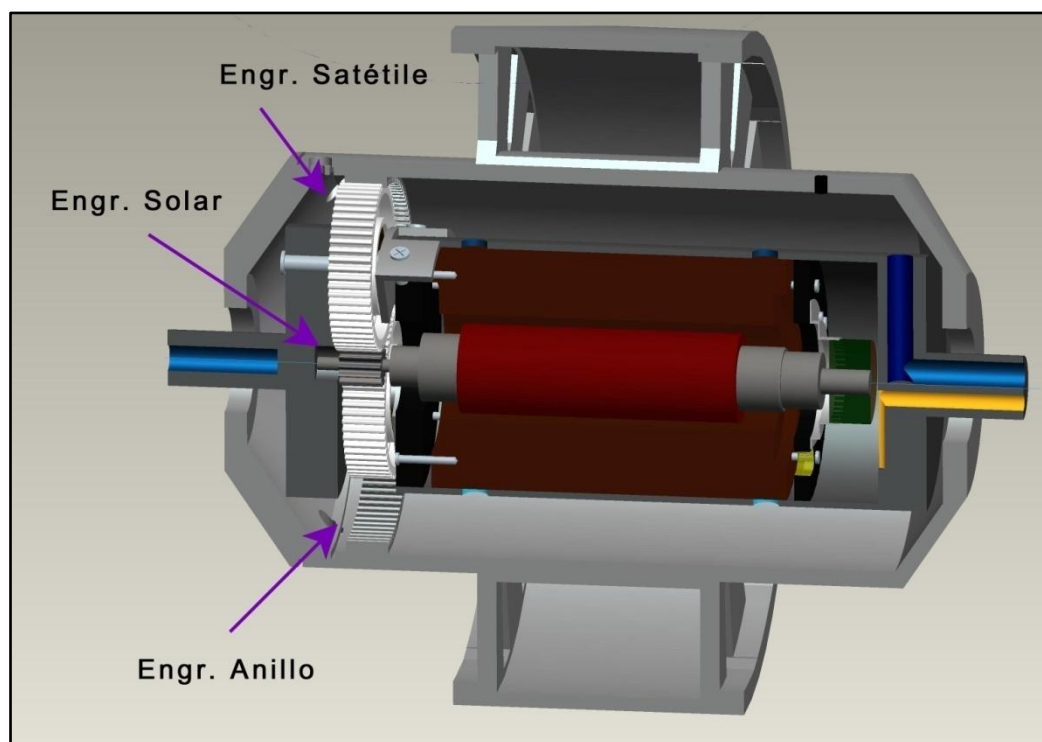


Figura 42. Geometría de los engranajes.

En este apartado se repite la idea de minimizar tanto el diámetro como la longitud del motor y sus componentes. En el apartado anterior se ha conseguido disminuir el diámetro del eje en la zona del engranaje hasta los 8 mm, lo cual da mucho margen para trabajar con varios tamaños de engranajes muy pequeños.

El engranaje central es pequeño y el número de dientes que tenga se multiplicará por diez para el engranaje anillo. Luego es recomendable usar el menor número posible de dientes para que estos resulten más grandes y robustos, sobre todo para el caso del engranaje exterior, cuyo material estará hecho de un aluminio de menor resistencia que el acero.

El mínimo valor de dientes recomendado es para un engranajes rectos es de 13, siempre que la rueda tenga al menos 16 dientes, para evitar interferencia. Esto sucede cuando hay contacto de porciones de perfiles de dientes no conjugados [SM90b].

A continuación se muestran los valores de módulos estándares y generales de uso.

MODULOS	
Preferidos	1 : 1,25 ; 1,5 ; 2 ; 2,5 ; 4 ; 5
De segunda opción	1,125 ; 1,375 ; 1,75 ; 2,25 ; 2,75

Tabla 33. Módulos estándares.

Se da un espesor mínimo al engranaje solar, que, sumado al radio del eje, se considerará como el diámetro mínimo del engranaje, es decir, el diámetro de dedendo.

$$d_{dedendo} = d_{eje} + 2 \cdot 5mm = 8 + 2 \cdot 5mm = 18mm$$

$$d_{dedendo} = d_p - 2 \cdot 1,25 \cdot \frac{d_p}{N} \quad \rightarrow \quad d_p = \frac{d_{dedendo}}{\frac{N-2,5}{N}} = \frac{18}{\frac{13-2,5}{13}} = 22,28mm$$

Con estos valores se obtiene un módulo de :

$$m = \frac{d_p}{N} = \frac{22,12}{13} = 1,71mm$$

De modo que no es un valor en uso general, por lo que se escoge el valor más cercano, uno de los llaman de segunda opción. $m = 1,75$ mm. La elección de este módulo viene del compromiso de evitar escoger materiales de alta calidad y conseguir tamaños reducidos.

- Un módulo de 2mm habría incidido en un tamaño demasiado grande para el diámetro de paso final del anillo. Habría que haber aumentado su tamaño hasta 3cm más.
- Un módulo de 1,5mm, como se verá en el apartado de los materiales, afecta de manera importante al límite de resistencia a flexión requeridos, anulando las posibilidades de acudir a un material relativamente común.

Los resultados finales se recalculan para dar valores exactos en los dientes y valores no muy inferiores a los 18mm de diámetro de dedendo en el engranaje solar.

Módulo = 1,75

	Sol	Satélite	Anillo	
z	13	58	130	
dp	22,75	102	227,5	
d dedendo	18,4	97,6	231,9	
d adendo	26,3	105,5	224,0	i real
i	-	0,224	0,446	0,1000

Tabla 34. Datos sobre los tres tipos de engranajes.

Es muy importante respetar el valor de la reducción final, ya que se ha calculado anteriormente el valor más pequeño posible para conseguir dar un servicio de adecuado.

A estos cálculos se ha añadido la restricción de que el diámetro primitivo del satélite debe caber entre el engranaje central y el anillo. De este modo se puede observar que no cumple con precisión el módulo, pues con el módulo 1,75 exacto o se obtenía un diámetro demasiado grande como para no caber, o un número decimal de dientes. Sin embargo la diferencia, que solo afecta a las milésimas, no da motivo para no funcionar correctamente.

Se comprueba que la diferencia entre las dimensiones ideales del engranaje ideal y el real es mínima.

$$d_{p\text{ ideal}} = \frac{d_{\text{anillo}} - d_{\text{sol}}}{2} = \frac{227,5 - 22,75}{2} = 102,375\text{mm}$$

$$\Delta dp = d_{p\text{ ideal}} - d_{p\text{ real}} = 102,375 - 102 = 0,375\text{mm}$$

Solo hay una holgura de 0,375mm en cada engranaje, lo cual a penas es perceptible.

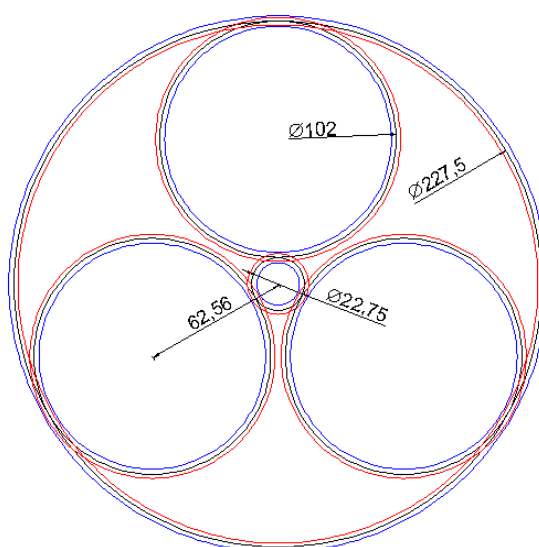


Figura 43. Diámetros de los engranajes.

Por último se comprueba que la relación de contacto es la adecuada. Este valor indica el promedio de dientes en contacto. Por lo general, los engranes no deben diseñarse con relaciones de contacto menores que 1,20, de modo que mientras un par de dientes entra en contacto, el par anterior aún no ha abandonado el contacto.

$$m_c = \frac{q_t}{p} = \frac{L_{ab}}{p \cdot \cos\phi}$$

- q_t : arco de acción. Arco en que se produce el contacto entre el par de engranajes.
- p : paso circular. $p = \pi \cdot m$
- L_{ab} : longitud de la línea de acción.
- Φ : ángulo de la línea de presión.

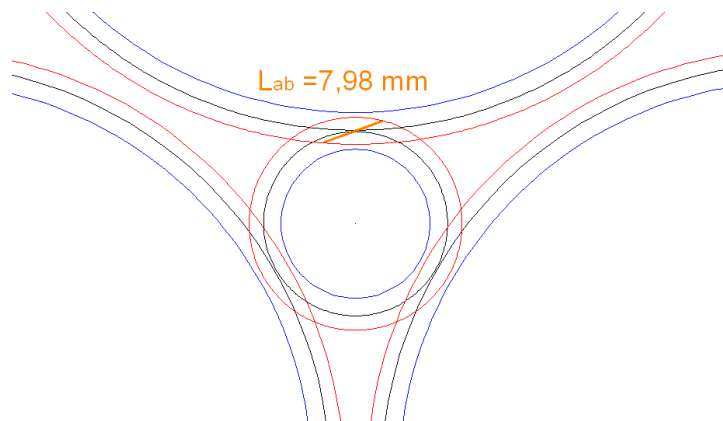


Figura 44. Longitud de la línea de acción.

$$m_c = \frac{L_{ab}}{p \cdot \cos\phi} = \frac{7,98}{\pi \cdot 1,75 \cdot \cos(20)} = 1,54 \gg 1,2$$

Cumple con la condición. Esto indica que siempre hay casi 2 pares de dientes en contacto entre cada engranaje planeta y el sol.

6.2 Proceso para hallar el material de los engranajes.

En el siguiente apartado hay que resolver dos variables fundamentales: el ancho del engranaje y el material de cada engranaje.

Para facilitar el montaje del motor y reducir el número de piezas, se propone realizar el mecanizado del engranaje anillo sobre la misma pieza que forma el cubo de la llanta. Por lo tanto tendrán que ser del mismo material, una aleación de aluminio A365, común en las llantas de motocicletas [ECVV]. Las propiedades de dicho material son las siguientes [HCAT].

	Dureza Brinell	R fluencia	R última	R cortadura
A365	75	185	230	120

Tabla 35. Características de la aleación de aluminio A365.

Con un coeficiente de seguridad de la unidad, este material marcará el ancho requerido. Con el valor del ancho se hallará las características mínimas que deberá tener el acero de los engranajes planetas y sol.

6.3 Cálculo del coeficiente de seguridad.

En este proyecto se realiza el cálculo del engranaje siguiendo el método aprendido en la carrera. Este método es el AGMA, el cual presenta las ventajas frente al referente ISO en que es más sencillo y da un resultado igual de fiable. La norma ISO requiere de un conocimiento muy detallado del engranaje y este proyecto se encuentra en la fase inicial. En cualquier caso, para estudios más avanzados sobre este trabajo, se recomienda la norma internacional, ya que, de ser posible la comercialización de este producto, los clientes potenciales se encontrarían fuera de los EEUU, por lo que debe someterse a leyes internacionales.

En el enfoque AGMA, se utilizan dos fórmulas fundamentales, una para el esfuerzo por flexión y una para la resistencia a picadura.

6.3.1 Cálculo de cargas transmitidas.

Carga tangencial Transmitida: F_t

$$F_t = \left(\frac{T}{d_p/2} \right) \cdot \frac{1}{3} = \left(\frac{18000 Nmm}{22,75 mm/2} \right) \cdot \frac{1}{3} = 528 N$$

$$F_r = F_t \cdot \tan(\alpha) = 528 N \cdot \tan(20) = 192 N$$

Esta carga tangencial se divide entre tres porque el engranaje solar transmite equitativamente la carga entre cada uno de los 3 planetas.

De no haber elegido la disposición epicicloidal de tres satélites, aunque el montaje y el número de piezas hubiesen disminuido, la fuerza transmitida total por cada diente habría sido de 1685 N, es decir, casi 3 veces más, y por tanto su ancho habría que aumentarlo.

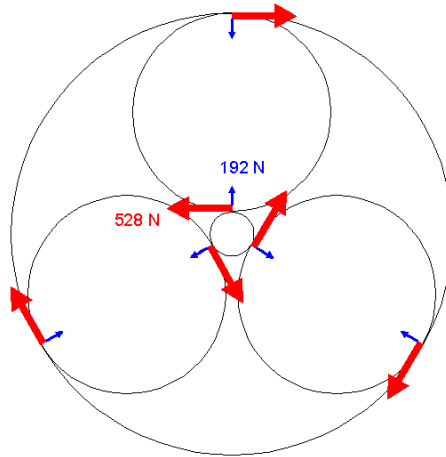


Figura 45. Cargas transmitidas por los engranajes.

Todos los cálculos se realizan para las dos parejas de engranajes, Sol – Satélite y Satélite – Anillo.

6.3.2 Fallos por rotura a flexión en la base del diente.

Este tipo de fallo ocurrirá cuando el esfuerzo máximo en los dientes sea mayor o igual que la resistencia a fluencia o el límite de resistencia a la fatiga.

a) Cálculo del esfuerzo por flexión:

$$\sigma = \frac{F_t \cdot K_a}{K_v} \frac{1}{b \cdot m} \frac{K_s \cdot K_m}{J}$$

Obsérvese que hay tres grupos de términos. El primero se refiere a las características de carga, el segundo a la geometría del engrane y el tercero a la forma del diente.

Los datos conocidos son :

Ft : Fuerza tangencial.	Ft = 528 N
m: módulo.	m = 1,75

- Ka: factor de aplicación.

La finalidad de este factor de aplicación es la de compensar el hecho de que se presentan casos donde la carga real excede a la carga tangencial nominal Ft. Los factores de aplicación suelen asignarse con base a la opinión del ingeniero de diseño, o de modo orientativo, se indica que un soporte en una maquinaria ligera, impulsada con eje de transmisión o motor, se considera un valor de Ka = 1,25 [SM90b][SM90b].

FUENTE DE ENERGÍA	CARGA EN LA MÁQUINA IMPULSADA		
	Uniforme	Choque Moderado	Choque Fuerte
Uniforme	1.00	1.25	1.75 o superior
Choque Ligero	1.25	1.50	2.00 o superior
Choque Mediano	1.50	1.75	2.25 o superior

Tabla 36. Valores orientativos del factor de aplicación

- Kv: factor dinámico.

El factor dinámico toma en cuenta las imprecisiones en la manufactura y embone de dientes de engranes.

$$K_v = \left[\frac{A}{A + (200 \cdot V)^{1/2}} \right]^B$$

Donde: $A = 50 + 56 \cdot (1 - B)$

$$B = \frac{(12 - Q_v)^{2/3}}{4}$$

La AGMA ha definido un conjunto de índices de control de calidad. Estos números definen las tolerancias para engranes de diversos tamaños manufacturados para una clase de calidad específica. Las clases 3 a 7 incluyen la mayoría de los engranes de calidad comercial. Las clases 8 y 12 son los de calidad de precisión. El índice de nivel de exactitud en la transmisión, Q_v , de la AGMA, se puede considerar también como índice de calidad. Las ecuaciones que siguen del factor dinámico están basadas en estos números Q_v .

Se considera para todos los engranajes una calidad media ($Q_v = 6$) para repercutir lo menos posible en los costes.

$$B = \frac{(12 - 6)^{2/3}}{4} = 0,825 \quad ; \quad A = 50 + 56 \cdot (1 - 0,825) = 59,77$$

La velocidad en la línea de paso es igual para todos los engranajes y vale:

$$v(m/s) = v(rpm) \cdot \frac{\pi \cdot d}{60} = 11,9 \text{ m/s}$$

$$K_v = \left[\frac{A}{A + (200 \cdot V)^{1/2}} \right]^B = \left[\frac{59,77}{59,77 + (200 \cdot 11,9)^{1/2}} \right]^{0,825} = 0,611$$

- Ks: factor de tamaño.

La recomendación de AGMA es que se utilice un factor de tamaño igual a la unidad para la mayoría de los engranes siempre que se haga una elección adecuada del acero para el tamaño de la pieza y el tratamiento térmico y el proceso de templado o endurecimiento. El objetivo original del factor de tamaño es considerar cualquier falta de uniformidad de las propiedades del material. La presencia del factor de tamaño en las fórmulas de esfuerzo es un recordatorio importante de que siempre debe evaluarse el efecto. Cuando se considera que tales efectos están presentes, se debe utilizar un factor mayor que la unidad.

- Km: factor de distribución de carga.

El factor de distribución de carga se emplea para tomar en cuenta:

- El desalineamiento de los ejes geométricos de rotación por algún motivo.
- Desviaciones en el avance.
- Deflexiones elásticas causadas por la carga en ejes o árboles, cojinetes o en el alojamiento.

CONDICIÓN DE SOPORTE	ANCHO DE CARA in (mm)			
	≤ 2 (50)	6 (150)	9 (225)	≥ 16 (400)
Montaje exacto, bajas holguras de cojinetes, deflexiones mínimas, engranes de precisión	1.30	1.40	1.50	1.80
Montajes menos rígidos, engranes menos precisos, contacto a todo lo ancho de cara	1.60	1.70	1.80	2.0
Exactitud y montaje de modo que exista contacto incompleto con la cara			>2.0	

Tabla 37. Factores de distribución de carga.

Considerando un ancho de cara superior a los 16 mm y un montaje poco preciso, se toma un de $K_m = 2,0$.

- J: factor geométrico.

Introduce la influencia de la forma del diente, la posición en la cual es aplicada la carga más dañina potencialmente y los efectos de concentración de tensiones que dependen de la geometría.

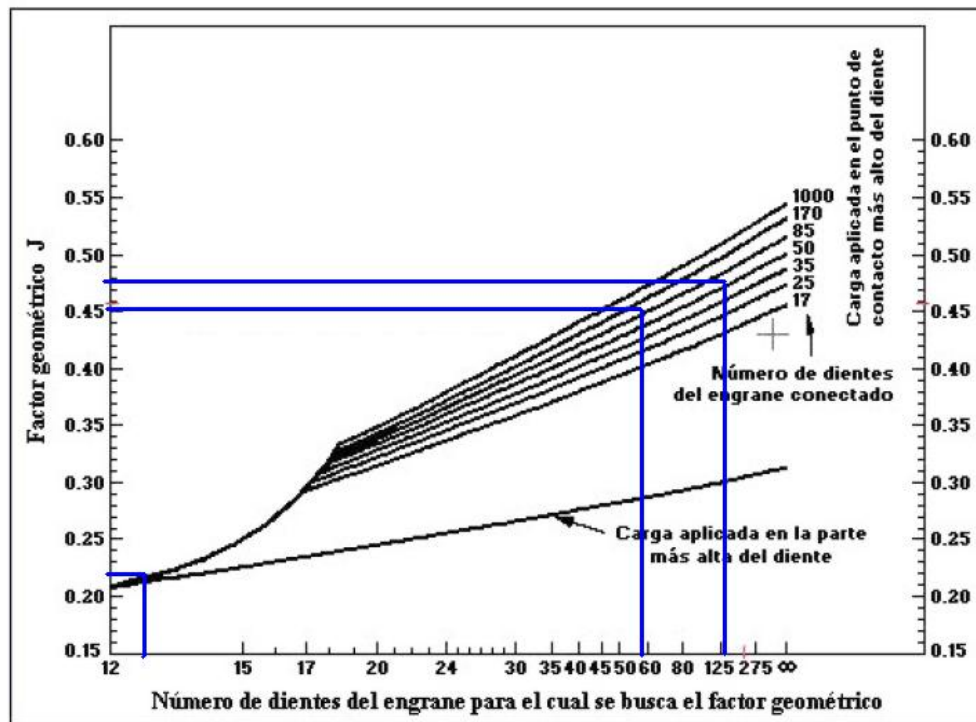


Figura 46. Coeficientes geométricos.

En el caso del engranaje planeta existen dos contactos, uno con el engranaje sol y otro con el anillo. Se escogerá el factor geométrico de menor valor.

Engranaje Sol :	$z = 13$ dientes	$J = 0,22$
Engranaje Satélite:	$z = 58$ dientes	$J = 0,45$
Engranaje Anillo:	$z = 130$ dientes	$J = 0,48$

- σ : Esfuerzo por flexión.

$$\sigma = \frac{F_t \cdot K_a}{K_v} \frac{1}{b \cdot m} \frac{K_s \cdot K_m}{J} = \frac{528N \cdot 1,25}{0,611} \frac{1}{b \cdot 1,75mm} \frac{1 \cdot 2}{J} = \frac{1235}{b \cdot J}$$

$$\sigma_{sol} = \frac{1235}{b \cdot 0,22} = \frac{5611 \frac{N}{mm}}{b}$$

$$\sigma_{plt} = \frac{1235}{b \cdot 0,45} = \frac{2744 \frac{N}{mm}}{b}$$

$$\sigma_{ring} = \frac{1235}{b \cdot 0,48} = \frac{2572 \frac{N}{mm}}{b}$$

Los valores del ancho del diente se hallarán más adelante.

b) Cálculo del esfuerzo por flexión admisible

$$\sigma_{adm} = \frac{S_t \cdot K_L}{K_T \cdot K_R}$$

- S_t : Resistencia a flexión AGMA.

Es una propiedad del material y se asigna por ensayo. Sólo válida para engranajes y para el uso de esta norma.

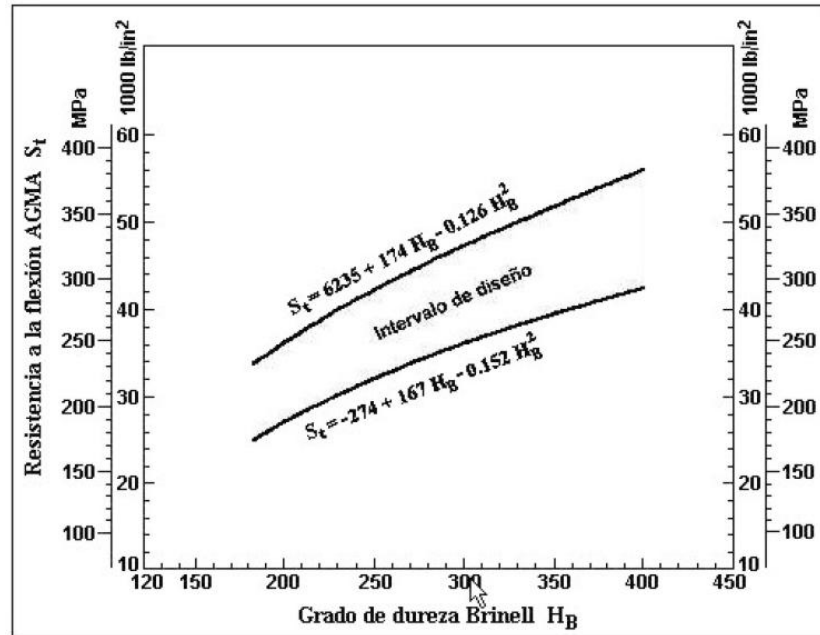


Figura 47. Gráfica de la Resistencia a flexión AGMA frente a la dureza Brinell.

De momento solo se puede hallar el valor para el engranaje de la aleación de aluminio.

$$S_{tmin} = -271 + 167 \cdot 75 - 0,152 \cdot 75^2 = 11396 \frac{lb}{in^2} = 79 MPa$$

$$S_{tmax} = 6235 + 174 \cdot 75 - 0,126 \cdot 75^2 = 18576 \frac{lb}{in^2} = 128 MPa$$

- K_L : factor de duración.

Las resistencias AGMA dadas están basadas en 10^7 ciclos de carga en los dientes, definidos como el número de contactos de conexión de los engranes con acción de la carga. El objetivo de los factores de duración de los dientes consiste en modificar las resistencias AGMA para obtener duraciones distintas de 10^7 .

La estimación de vida que se pretende dar a la motocicleta es la misma que las de motor térmico, de alrededor de 150.000 km. El número de vueltas aproximadas que da la rueda es la misma que la que da el engranaje anillo:

$$N = \frac{150.000 km}{\pi \cdot d} = \frac{150.000 km}{\pi \cdot 0,7 \cdot 10^{-3}} \sim 70 \cdot 10^6 vueltas$$

Además, la distribución epicicloidal hace que en cada vuelta haya más de un punto de contacto. En el caso del engranaje central, un ciclo equivale a tres contactos con el engranaje denominado planeta. Este a su vez tiene dos contactos en cada ciclo, uno con el engranaje sol y otro con el anillo. A este último le sucede lo mismo que al engranaje central.

$$N_{anillo} = 70 \cdot 10^6 \cdot 3 \frac{\text{contactos}}{\text{vuelta}} = 2,1 \cdot 10^8 \text{ ciclos}$$

$$N_{plt} = 70 \cdot 10^6 \cdot 2 \frac{\text{contactos}}{\text{vuelta}} \cdot 2,2 = 3,1 \cdot 10^8 \text{ ciclos}$$

$$N_{sol} = 70 \cdot 10^6 \cdot 3 \frac{\text{contactos}}{\text{vuelta}} \cdot 10 = 2,1 \cdot 10^9 \text{ ciclos}$$

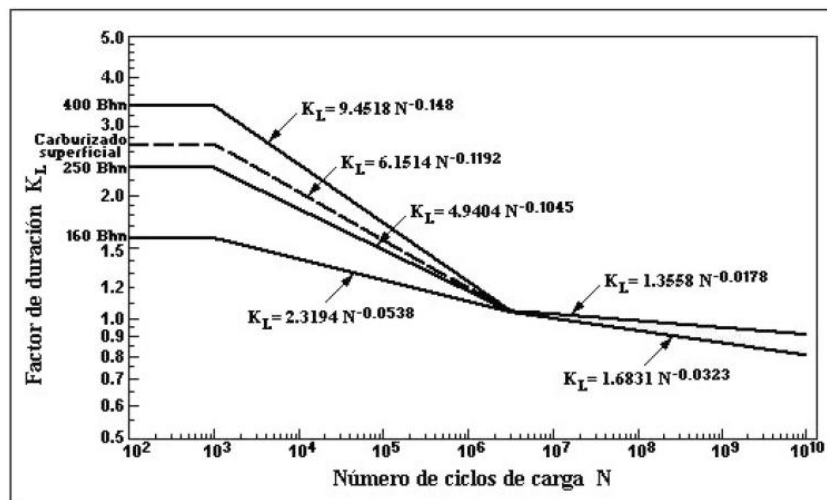


Figura 48. Gráfica del factor de duración para los tres engranajes.

La elección del factor K_L arriba de $3 \cdot 10^6$ ciclos es influida por: La velocidad en la línea de paso, la limpieza del material del engrane, el esfuerzo residual y la ductilidad y tenacidad a la fractura del material. En la normativa no especifican el efecto preciso que tienen estos factores sobre el valor final de K_L , de modo que resultará ser la media de los valores extremos.

	N	Kl máx	Kl mín	Kl escogida
Sol	2,10E+09	0,925	0,841	0,883
Satélite	3,10E+08	0,957	0,895	0,926
Anillo	2,10E+08	0,964	0,906	0,935

Tabla 38. Factores de duración K_L para los tres engranajes

- K_T : Factor de temperatura.

Para temperaturas del aceite y del cuerpo de engrane hasta 120°C, se debe usar $K_T = 1,0$. En el caso de temperaturas más altas, estos factores deben ser mayores.

- K_R : Factor de confiabilidad.

Las resistencias presentadas normalmente se basan en una confiabilidad de $R = 0,99$, correspondiente a 10^7 ciclos de duración. Para obtener otras confiabilidades se utiliza la siguiente fórmula. Se advierte que en $R = 0,90$ puede ocurrir fluencia en vez de picadura en los dientes. Para el siguiente trabajo se propone una confiabilidad intermedia del 95%.

$$K_R = 0,7 - 0,15 \cdot \log(1 - R) = 0,7 - 0,15 \cdot \log(1 - 0,95) = 0,895$$

c) Cálculo del ancho de diente para el fallo por flexión.

Tratándose de diseño, se puede considerar como referencia el valor de la unidad, ya que solo se pretende obtener el valor límite.

$$n = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma_f} = 1$$

Con el engranaje de aluminio se obtiene el ancho adecuado de diente:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_f &= \frac{2572 \frac{N}{mm}}{b} \\ \sigma_{adm} &= \frac{S_t \cdot K_L}{K_T \cdot K_R} = \frac{S_t \cdot 0,935}{1 \cdot 0,895} = 1,044 \cdot S_t \end{aligned} \right\} b = \frac{2464}{S_t}$$

Para el valor de resistencia a flexión máxima: $b = \frac{2464}{128} = 19,24mm$

Para el valor de resistencia a flexión mínima: $b = \frac{2464}{79} = 31,18mm$

El material para el engranaje planetario y el solar debe poseer las siguientes resistencia AGMA, las cuales, se obtendrán al final del siguiente apartado cuando se compruebe cuál de los dos fallos son más críticos, si el de flexión o el de picadura.

Engranaje solar:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{adm} &= \frac{S_t \cdot K_L}{K_T \cdot K_R} = \frac{S_t \cdot 0,883}{1 \cdot 0,895} = 0,987 \cdot S_t \\ \sigma_f &= \frac{5611 \frac{N}{mm}}{b} \end{aligned} \right\} S_t = \frac{5687}{b}$$

Engranaje satélite:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{adm} &= \frac{S_t \cdot K_L}{K_T \cdot K_R} = \frac{S_t \cdot 0,926}{1 \cdot 0,895} = 1,03 \cdot S_t \\ \sigma_f &= \frac{2744 \frac{N}{mm}}{b} \end{aligned} \right\} S_t = \frac{2652}{b}$$

Con estas funciones se creará unas tablas en el apartado 5.3.4. para observar la sensibilidad de los requisitos del material del engranaje frente a la variación del ancho del diente.

6.3.3 Deterioro por picadura en los flancos de los dientes.

En este apartado se procede del mismo modo que en el anterior. Al final se opta por la solución más crítica de entre las dos.

a) Cálculo del esfuerzo por picadura.

$$\sigma_c = C_p \cdot \left(\frac{F_t \cdot C_a}{C_v} \frac{C_s}{b \cdot d} \frac{C_m C_f}{I} \right)^{1/2}$$

Los datos conocidos son:

Ft: Fuerza tangencial. Ft = 528 N

d: diámetros de paso.

Ca = Ka = 1,25

Cv = Kv = 0,611

Cs = Ks = 1,0

Cm = Km = 2,0

- Cp: Coeficiente elástico.

Depende de los módulos de Young y de Poisson, y de las superficies curvadas de los dientes. Para este factor, se tomarán los valores generales para cada material.

$$C_p = \left[\frac{1}{\pi \cdot \left(\frac{1-\nu_p^2}{E_p} + \frac{1-\nu_g^2}{E_g} \right)} \right]^{1/2}$$

Engranaje	Sol	Satélite	Anillo
Material	Acero	Acero	Aleación de Al
E (MPa)	207000	207000	71000
ν	0,292	0,292	0,334
Cp	190	190	137

Tabla 39. Coeficientes generales del acero y del aluminio.

- Cf: factor de estado o condición de la superficie.

Se recomienda emplear valores mayores que la unidad para este factor cuando existan defectos evidentes en la misma. Como valores orientativos pueden utilizarse los siguientes:

- Defectos de acabado en la superficie: Cf = 1,25.
- Esfuerzos residuales: Cf = 1,25.
- Combinación de ambos: Cf = 1,50.

En la fabricación de un engranaje lo más caro es siempre su mecanizado, por lo que, cuanto menos exigentes se sea, más barato será. De este modo se recomienda tomar el mayor valor de C_f posible, $C_f = 1,50$.

- I: Factor geométrico.

Tiene en cuenta la geometría del engranaje.

Para engranes externos $I = \frac{\cos \phi_t \cdot \sin \phi_t}{2 \cdot m_N} \cdot \frac{m_G}{m_G + 1}$

Para engranes internos $I = \frac{\cos \phi_t \cdot \sin \phi_t}{2 \cdot m_N} \cdot \frac{m_G}{m_G - 1}$

- m_N relación de repartición de carga en los dientes.

$m_N = 1$ en engranes rectos.

- Φ_t : ángulo de presión transversal.

- $\Phi_t = \Phi_n$ en ángulos rectos.

- m_G : relación de velocidad $m_G = \frac{d_{rueda}}{d_{piñón}}$

	Tipo engrane	d	m_G	I
Sol	interior	22,75	4,48	0,131
Planeta	interior	102,0	2,23	0,111
Anillo	exterior	227,5	2,23	0,291

Tabla 40. Factores geométricos I de cada engranaje.

- σ_c : valor absoluto del esfuerzo por contacto

$$\sigma_c = C_p \cdot \left(\frac{F_t \cdot C_a}{C_v} \frac{C_s}{b \cdot d} \frac{C_m C_f}{I} \right)^{1/2}$$

$$\sigma_{sol} = 190 \cdot \left(\frac{528 \cdot 1,25}{0,611} \frac{1}{b \cdot 22,75} \frac{2 \cdot 1,50}{0,131} \right)^{1/2} = \frac{6265}{b^{1/2}}$$

$$\sigma_{sat} = 190 \cdot \left(\frac{528 \cdot 1,25}{0,611} \frac{1}{b \cdot 102} \frac{2 \cdot 1,50}{0,111} \right)^{1/2} = \frac{3215}{b^{1/2}}$$

$$\sigma_{anillo} = 137 \cdot \left(\frac{556 \cdot 1,25}{0,611} \frac{1}{b \cdot 227,5} \frac{2 \cdot 1,50}{0,291} \right)^{1/2} = \frac{959}{b^{1/2}}$$

b) Cálculo del esfuerzo por contacto admisible.

$$\sigma_{c,adm} = \frac{S_c \cdot C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R}$$

Los datos conocidos son:

$$C_T = K_T = 1,0$$

$$C_R = K_R = 0,895$$

- Sc: Resistencia a la fatiga.

Es característica de cada material y se determina por ensayo.

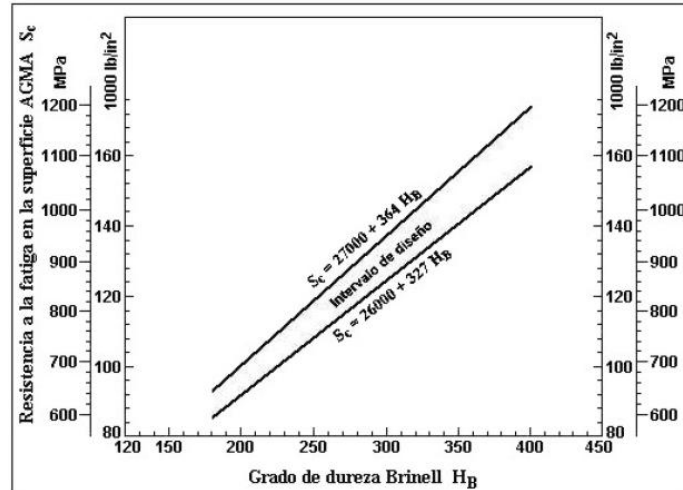


Figura 49. Resistencia a fatiga AGMA.

Solo se calcula para el engranaje anillo:

$$S_{Cm\acute{a}x} = 27000 + 364 \cdot H_B = 27000 + 364 \cdot 75 = 54300 \frac{lb}{in^2} = 374 MPa$$

$$S_{Cm\acute{i}n} = 26000 + 327 \cdot H_B = 26000 + 327 \cdot 75 = 50525 \frac{lb}{in^2} = 348 MPa$$

- CL: Factor de duraci3n.

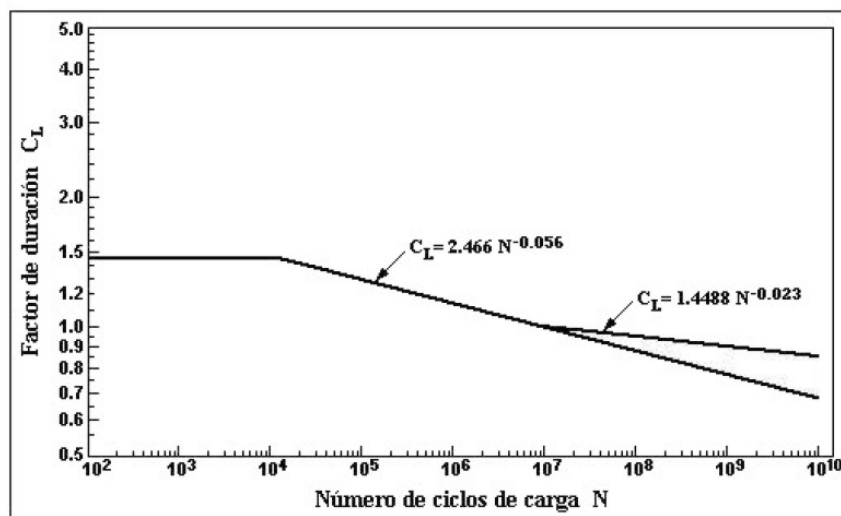


Figura 50. Gráfica de factor de duraci3n CL.

La elección de C_L arriba de 10^7 ciclos es influida por: el régimen de lubricación, el criterio de falla, la uniformidad de operación requerida, la velocidad en la línea de paso, la limpieza del material del engrane, la ductilidad y tenacidad a la fractura del material y el esfuerzo residual.

Los ciclos son los mismos que los hallados en K_L :

$$N_{sol} = 2,1 \cdot 10^9 \text{ ciclos} \quad N_{plt} = 3,1 \cdot 10^8 \text{ ciclos} \quad N_{anillo} = 2,1 \cdot 10^8 \text{ ciclos}$$

	N	Clmáx	Cl mín	Cl escogida
Sol	2,10E+09	0,884	0,741	0,813
Planeta	3,10E+08	0,924	0,825	0,875
Anillo	2,10E+08	0,932	0,843	0,888

Tabla 41. Factores de duración C_L para cada engranaje.

- C_H : Factor de dureza.

El piñón tienen por lo general un menor número de dientes que su rueda o engrane y, en consecuencia, está sujeto a un mayor número de ciclos de esfuerzo de contacto. Si el piñón y la rueda de un engranaje han de ser endurecidos por completo, puede obtenerse una resistencia de superficie uniforme haciendo que el piñón sea más duro que el engrane. Se puede lograr un efecto similar cuando un piñón con endurecimiento superficial se conecta con engrane endurecido en su totalidad. El factor de dureza C_H se utiliza solo para la rueda. Su objetivo es el de ajustar las resistencias de las superficies para ese efecto. Los valores de C_H se obtienen por la siguiente gráfica.

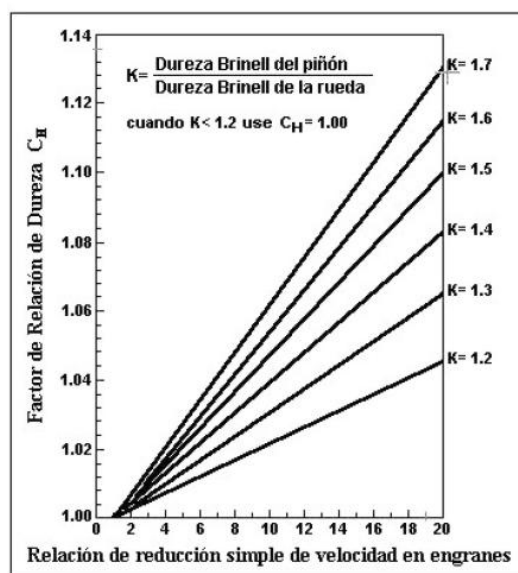


Figura 51. Factor de dureza.

El valor de este factor depende fundamentalmente de la relación de reducción ya que los valores que se manejan son aproximadamente de 2 y otra de 5. Estas se encuentran en la zona inicial de las coordenadas x , donde la diferencia en el factor solo es de milésimas. Si se toma el valor $C_H = 1,01$ no se comete demasiado error.

c) Cálculo del ancho de diente para el fallo por picadura.

$$n = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma_f} = 1$$

Con el engranaje de aluminio se obtiene el ancho adecuado de diente:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_c &= \frac{959}{b^{1/2}} \\ \sigma_{c,adm} &= \frac{S_c \cdot C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R} = \frac{S_c \cdot 0,888 \cdot 1,01}{1 \cdot 0,895} \end{aligned} \right\} b = \frac{915830}{S_c^2}$$

Sustituyendo por la resistencia mayor y menor de AGMA;

$$b_{min} = \frac{915830}{374^2} = 6,55mm \quad b_{máx} = \frac{915830}{348^2} = 7,56mm$$

Estos valores son muy inferiores a los hallados en el fallo por flexión, de lo que se deduce que este engranaje sufre menos por picadura.

Engranaje Solar:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{c,adm,sol} &= \frac{S_c \cdot C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R} = \frac{S_c \cdot 0,813 \cdot 1}{1 \cdot 0,895} = 0,908 \cdot S_c \\ \sigma_{sol} &= \frac{6265}{b^{1/2}} \end{aligned} \right\} S_c = \frac{6897}{b^{1/2}}$$

Engranaje Satélite:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{c,adm,plt} &= \frac{S_c \cdot C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R} = \frac{S_c \cdot 0,875 \cdot 1,01}{1 \cdot 0,895} = 0,987 \cdot S_c \\ \sigma_{plt} &= \frac{3215}{b^{1/2}} \end{aligned} \right\} S_c = \frac{3256}{b^{1/2}}$$

6.3.4 Elección del material final.

Hasta aquí se tienen los datos en los que se mueve el engranaje del anillo. El ancho obtenido para las mismas condiciones en el apartado de picadura es inferior que el obtenido en el apartado de flexión. De esto se deduce que los valores orientativos deben ser los primeros, un ancho de diente a partir de los 19,24 mm.

	Resistencia a Flexión.	Resistencia a picadura.
Engranaje Solar.	$S_t = \frac{5674}{b}$	$S_c = \frac{6897}{b^{1/2}}$
Engranaje Satélite	$S_t = \frac{2652}{b}$	$S_c = \frac{3256}{b^{1/2}}$

Tabla 42. Resumen de la influencia del ancho del diente sobre los requisitos en el material.

Resistencia a Flexión.			Resistencia a picadura.		
b (mm)	St sol (MPa)	Sl sat (MPa)	b (mm)	Sc sol (MPa)	Sc sat (MPa)
19,5	291	136	19,5	1562	737
20	284	133	20	1542	728
22	258	121	22	1470	694
24	236	111	24	1408	665
26	218	102	26	1353	639
28	203	95	28	1303	615
30	189	88	30	1259	594
32	177	83	32	1219	576
34	167	78	34	1183	558
36	158	74	36	1150	543

Tabla 43. Efecto del tamaño de diente sobre la resistencia mínima del material para el engranaje solar y el satélite.

Se observa como en el proceso se ha decidido que el ancho de diente del aluminio se obtenga a partir de las ecuaciones a flexión, ya que su diámetro tan grande hace que el fallo por picadura sea menos probable. Sin embargo, para el resto de engranajes, las mayores restricciones se encuentran en el segundo apartado, dando lugar al requisito de materiales de alta resistencia.

Se proponen los que cumplen con las resistencias [SM90b].

Clase AGMA	Tratamiento térmico	Dureza mínima	St (MPa)	Sc (MPa)
A-1	Cementación y endurecido en superficie	55HRC	380 - 450	1250 – 1400
A-1 Nitrallos	Nitrurizado	60HRC	260 - 330	1170 - 1350

Tabla 44. Propuestas de materiales para el engranaje solar.

Clase AGMA	Tratamiento térmico	Dureza mínima	St (MPa)	Sc (MPa)
A-1	Templado completo y revenido	180BHN	170 - 230	590 - 660
A-2	Templado completo y revenido	240BHN	210 - 280	720 - 790

Tabla 45. Propuestas de materiales para el engranaje satélite.

Con cualquiera de estos materiales, la decisión queda en un ancho de 26mm, pues es cuando se comienza a cumplir las máximas resistencia del material destinado al engranaje solar.

Para aligerar la masa del motor, será recomendable no escoger un engranaje macizo.

6.4 Lubricante para el engranaje.

La viscosidad adecuada para estos engranajes depende de su velocidad lineal de paso según la siguiente fórmula [ASM]:

$$v_{40\text{ }^{\circ}\text{C}} = \frac{7000}{\sqrt{V}}$$

- V: velocidad de paso diametral en ft / min.

No se toma la velocidad máxima como se ha venido haciendo hasta ahora, pues los lubricantes trabajan a varios márgenes. La velocidad más habitual será la más apropiada para elegirlos. La velocidad lineal del vehículo es la misma que la velocidad de paso diametral. Para una velocidad de 80km/h y considerando el diámetro de rueda de 0,7 m.

$$V = 80 \frac{\text{km}}{\text{h}} \cdot \frac{3280 \text{ ft}}{1 \text{ km}} \cdot \frac{1 \text{ h}}{60 \text{ min}} = 4375 \frac{\text{ft}}{\text{min}}$$

$$v_{40\text{ }^{\circ}\text{C}} = \frac{7000}{\sqrt{4375}} = 105 \text{ mm}^2/\text{s}$$

Esto corresponde a una viscosidad cinemática ISO 100.

La elección del lubricante final tendrá que ser acorde con las decisiones tomadas posteriormente en el capítulo de los rodamientos. Éstos y los engranajes comparten el mismo sistema de lubricación, por lo que habrá que optar por un compromiso que convenga a ambas partes.

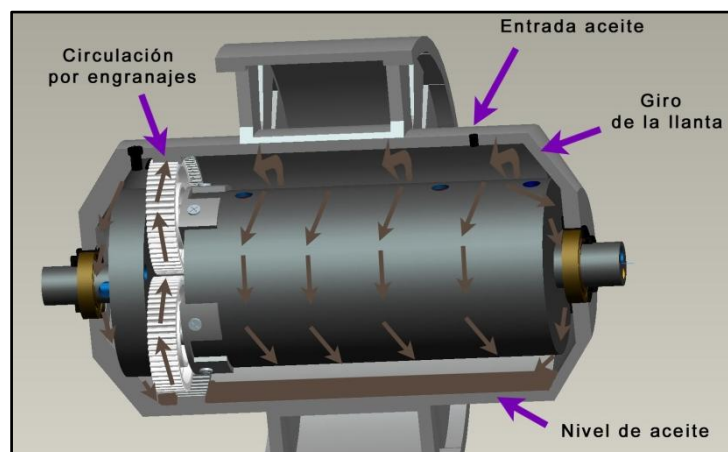


Figura 52. Sistema ideal de lubricación del conjunto rueda - motor.

Capítulo 7

Rodamientos y Lubricación.

7.1 Introducción a los rodamientos.

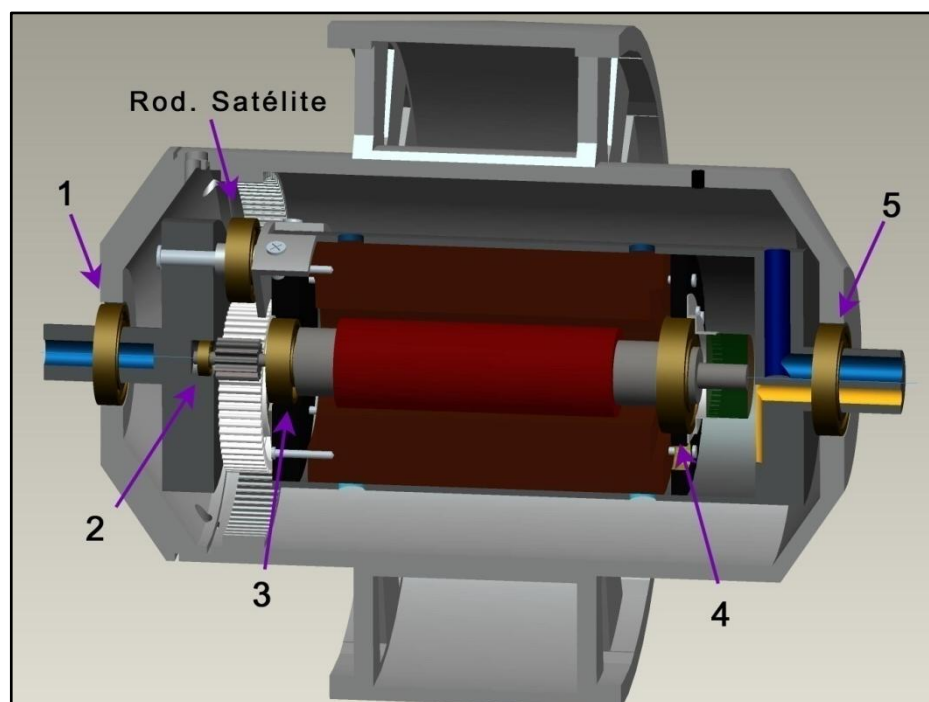


Figura 53. Colocación de todos los rodamientos.

Los rodamientos son piezas fácilmente sustituibles y relativamente baratas en comparación al resto de piezas. Por eso normalmente se restringe el periodo de actividad continua de la máquina en función de la duración de los rodamientos. En este apartado se estudiará el tipo de rodamientos que pueden aguantar las cargas durante el tiempo mínimo requerido que será calculado para los 150.000km de rodadura de la motocicleta.

Este apartado se desarrolla con la ayuda del catálogo comercial de la famosa marca de rodamientos SKF y del procesador MITCalc, un software que contiene la información de todos sus rodamientos [SKF].

Se emplearán tres tipos de rodamientos diferentes:

- 2 rodamientos de una hilera de bolas de ranura profunda: en los extremos, donde el diámetro interior del eje es suficientemente grande como para permitir utilizar este tipo de rodamientos.
- 1 rodamiento de contacto angular de dos hileras para anular la pequeña carga axial que podría producirse por desalineación del eje. Se coloca en el punto donde el esfuerzo es menor, de modo que su tamaño sea también el menor posible.
- 2 rodamientos de rodillo, que permiten menores tamaños para los puntos de mayor carga.
- 3 rodamientos de una hilera de bolas de ranura profunda que se colocarán en los rodamientos planetarios y que su único requerimiento es tener un diámetro interior que se ajuste al tamaño de la pieza que une las dos partes de la carcasa. Las fuerzas que debe aguantar son tan pequeñas que no merecen la pena considerarse en este apartado.

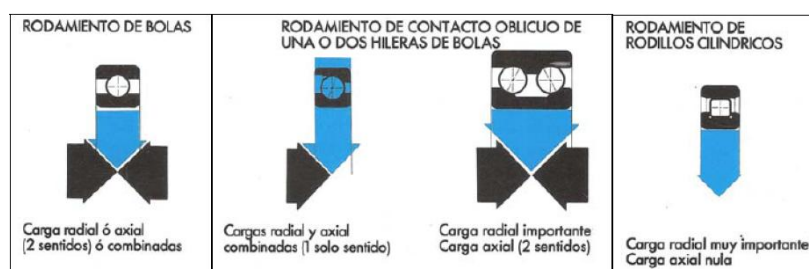


Figura 54. Tipos de rodamientos según la carga que pueden soportar.

Los datos iniciales son los diámetros interiores de cada rodamiento y el tipo de rodamiento debido a las fuerzas que debe soportar:

Rodamiento	1	2	3	4	5
tipo	bolas	angular	rodillo	rodillo	bolas
Nº hileras	1	2	1	1	1
D interior (mm)	35	8	25	35	40

Tabla 46. Datos iniciales para el cálculo de rodamientos.

A continuación se mostrarán los pasos que se han seguido para definir los rodamientos:

- En primer lugar se ha buscado información para concretar el tipo de rodamiento adecuado, considerando pestañas y obturaciones.
- En segundo lugar se ha buscado la viscosidad adecuada para los rodamientos.
- En tercer lugar se han hallado los rodamientos con MITcalc.

7.2 Tipos de rodamientos.

7.2.1 Rodamientos rígidos de una hilera.

Los rodamientos rígidos de una hilera de bolas son particularmente versátiles. Su diseño es sencillo, no desarmables, son apropiados para velocidades altas, e incluso muy altas, y resistentes durante su funcionamiento exigiendo muy poco mantenimiento.

Las ranuras profundas de los caminos de rodadura y el alto grado de oscilación entre éstas y las bolas, permiten que los rodamientos rígidos de bolas soporten cargas axiales en ambos sentidos, además de cargas radiales, incluso a altas velocidades.

7.2.2 Rodamiento de contacto angular.

El segundo rodamiento es el único que pertenece al eje principal y se encuentra fuera del conjunto eléctrico.

Los rodamientos de bolas con contacto angular tienen los caminos de rodadura de sus aros interior y exterior desplazados entre sí en la dirección del eje del rodamiento. Esto quiere decir que han sido diseñados para soportar cargas combinadas, es decir, cargas radiales y axiales simultáneas.

El diseño de los rodamientos de dos hileras de bolas con contacto angular se parece al de dos rodamientos de una hilera, pero ocupan menos espacio axial. Pueden soportar cargas radiales así como cargas axiales, actuando en ambos sentidos. Permiten disposiciones rígidas que son capaces de soportar pares de vuelco. En este caso se han diseñado la carcasa y el eje antes de definir las características propias de cada rodamiento y considerar que los rodamientos de dos hileras transmitían pares de vuelco. De esta forma, no se ha aprovechado esta ventaja, y ningún rodamiento transmite pares de vuelcos.

Los rodamientos de contacto angular en dos hileras tienen la disposición cuyo nombre es de “espalda-a-espalda”.

7.2.3 Rodamientos de rodillos cilíndricos.

La mayoría de rodamientos son de una hilera de rodillos con jaula. Estos rodamientos pueden soportar cargas radiales elevadas y funcionar a altas velocidades. Los rodamientos llenos de rodillos (sin jaula) son apropiados para cargas radiales muy elevadas a velocidades moderadas.

En los rodamientos de rodillos cilíndricos los rodillos son un componente clave. Su geometría, el denominado “perfil logarítmico”, ofrece una distribución de tensiones óptima en los contactos del rodamiento. Su acabado superficial maximiza la formación de la película de lubricante y optimiza la rodadura. Las ventajas de éste diseño, comparados con los diseños tradicionales incluyen mayor fiabilidad y menor sensibilidad a la desalineación.

Los rodamientos completamente llenos de rodillos cilíndricos incorporan el máximo número de rodillos y por tanto son apropiados para cargas radiales muy elevadas. No obstante, no pueden funcionar a las mismas velocidades que los rodamientos de rodillos cilíndricos con jaula. La gama estándar SKF de rodamientos de una hilera completamente llenos de rodillos cilíndricos, consta de los diseños NCF y NJG.

El que una carga sea muy elevada es relativo. Las cargas serían muy elevadas si se trataran de rodamientos de bolas, pero en el caso de rodillos cilíndricos, sólo son cargas elevadas. Por ello nos decantamos por los rodillos con jaula.

En un rodamiento de una hilera de rodillos cilíndricos los rodillos siempre van guiados entre las pestañas integrales “abiertas” de uno de los aros. Estas pestañas “abiertas” combinadas con los extremos de los rodillos especialmente diseñados y con un acabado superficial especial, permiten una mejor lubricación, una menor fricción y por tanto una temperatura de funcionamiento más baja.

El aro con las pestañas integrales junto con la corona de rodillos cilíndricos se pueden separar del otro aro. Esto permite un montaje y desmontaje más sencillo, particularmente cuando las condiciones de carga son tales que se necesitan ajustes de interferencia para ambos aros. Los rodamientos de una hilera de rodillos cilíndricos SKF pueden soportar cargas radiales elevadas y altas velocidades. Se fabrican con varios diseños diferentes, y la principal diferencia reside en la configuración de las pestañas. Los diseños más populares son NU, N, NJ y NUP.

Diseño NU: El aro exterior de los rodamientos con diseño NU tiene dos pestañas integrales, mientras que el aro interior no lleva pestañas. Dicho diseño permite un desplazamiento axial del eje respecto al alojamiento en ambos sentidos dentro del propio rodamiento. Los rodamientos se usan por tanto como rodamientos libres. Por motivos de fabricación y de mantenimiento, las dos pestañas del aro exterior de los rodamientos de gran tamaño con diseño NU, identificadas mediante un nº de dibujo, no pueden ser integrales sino que tienen la forma de pestañas libres.

Diseño N: El aro interior tiene dos pestañas integrales y el aro exterior no lleva pestañas. El rodamiento permite el desplazamiento axial del eje respecto al alojamiento en ambos sentidos dentro del propio rodamiento. Los rodamientos se usan por lo tanto como rodamientos libres.

Diseño NJ: El aro exterior tiene dos pestañas integrales y el aro interior. Los rodamientos son por lo tanto apropiados para la fijación axial de un eje en un sentido.

Diseño NUP: El aro exterior tiene dos pestañas integrales y el aro interior tiene una pestaña integral y una pestaña no integral en la forma de una arandela suelta. Estos rodamientos se pueden emplear para fijar axialmente un eje en ambos sentidos.

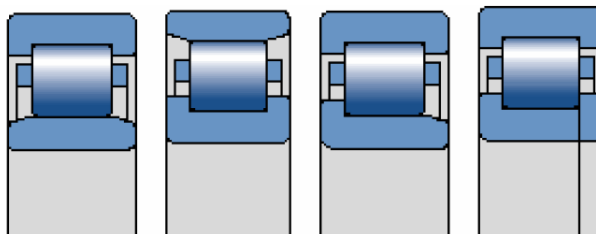


Figura 55. Diseño NU, N, NJ, NP.

Se escoge el diseño más genérico, el NU, con el fin de conseguir una disposición del rodamiento izquierdo de contacto angular de doble hilera FIJO, el cuál aguantará una imprevisible carga axial debido a desalineamientos, y unos rodamientos de rodillos cilíndricos en la zona del motor LIBRES, que le permitirá cierto margen de movimiento en la dirección axial.

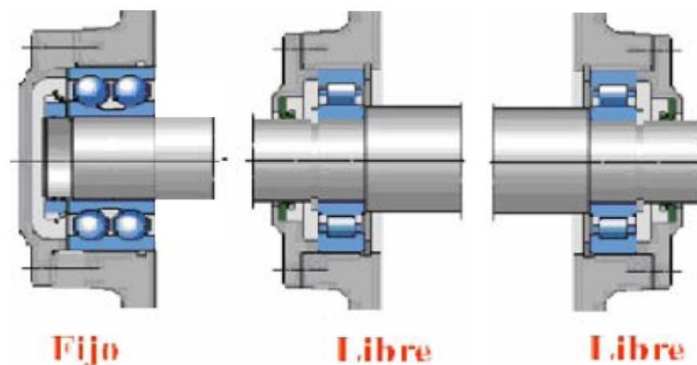


Figura 56. Disposición de rodamientos de rodillo y contacto angular en el eje principal.

7.2.4 Obturación.

En este apartado se realizará una breve descripción los tipos de obturaciones y la elección de algunos de ellos.

Los rodamientos con obturaciones a ambos lados están lubricados de por vida y no necesitan mantenimiento. En nuestro caso, para los rodamientos situados en los extremos no será necesaria la obturación en ambos lados, solo en uno, ya que la lubricación se realizará de forma centralizada, distribuida a través del propio giro del tambor de la rueda. El único rodamiento obturado es el de rodillos, el cual se encuentra en el interior de la carcasa, entre el estator y el resolver, el cual no puede entrar en contacto con ningún líquido.

Los tamaños más populares de rodamientos rígidos de bolas también se producen inversiones obturadas con placas de protección u obturaciones rozantes en uno o ambos lados. Se podrán observar detalles sobre la adecuación de las diferentes obturaciones para las distintas condiciones de funcionamiento en la siguiente tabla:

Requisito	Placas de protección Z	Obturaciones de baja fricción		Obturaciones rozantes	
		RSL	RZ	RSH	RS1
Baja fricción	+++	++	+++	o	o
Altas velocidades	+++	++	+++	o	o
Retención de grasa	o	+++	+	+++	++
Exclusión de polvo	o	++	+	+++	+++
Exclusión de agua					
- estática	-	o	-	+++	++
- dinámica	-	o	-	++	+
- alta presión	-	o	-	+++	o

Símbolos: +++ excelente ++ muy bueno + bueno o suficiente - no recomendado

Tabla 47. Tipos de obturaciones para rodamientos y sus características.

A continuación se muestra la tabla que permite la selección del tipo de obturación.

Interesa que el rodamiento sea lo más hermético posible, por lo que se descarta la posibilidad de instalar las placas de protección que sólo poseen una capacidad suficiente en la retención de grasa, polvo y agua.

Las propiedades de los otros dos tipos de obturaciones son las siguientes:

- Rodamientos con obturaciones de baja fricción:

Los rodamientos rígidos de bolas SKF con obturaciones de baja fricción, con los sufijos RSL, 2RSL o RZ, 2RZ en su designación, se suministran en tres diseños diferentes dependiendo de la serie y del tamaño del rodamiento:

- Los rodamientos de las series 60, 62 y 63 con un diámetro exterior de hasta 25 mm están equipados con obturaciones RSL. (a)
- Los rodamientos de las series 60, 62 y 63 con un diámetro exterior de entre 25 mm y 52 mm están equipados con obturaciones RSL. (b)
- Otros rodamientos llevan obturaciones RZ. (c)

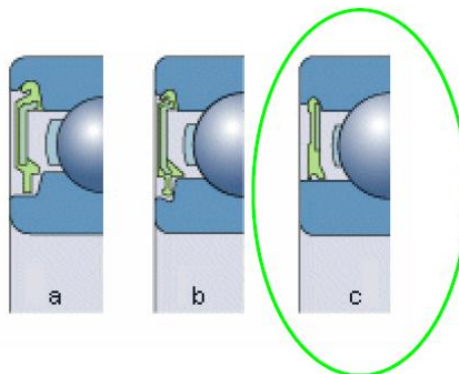


Figura 57. Obturaciones de baja fricción tipo RSL, 2RSL y RZ.

Con el tamaño disponible, solo puede elegirse el del tipo RZ.

Las obturaciones forman un intersticio extremadamente estrecho con la superficie cilíndrica del resalte o el perfil del rebaje del aro interior y son prácticamente no rozantes. Por este motivo, los rodamientos con obturaciones de baja fricción se pueden utilizar a las mismas altas velocidades que los rodamientos con placas de protección Z, pero con una obturación mejor.

Las obturaciones de baja fricción están hechas de caucho nitrilo (NBR), resistente al aceite y al desgaste, con un refuerzo de chapa de acero. El margen de temperaturas de funcionamiento para estas obturaciones es de -40 a $+100$ °C y hasta $+120$ °C durante períodos breves.

- Rodamientos con obturaciones rozantes:

Los rodamientos con obturaciones rozantes, con el sufijo RSH, 2RSH o RS1, 2RS1 en su designación, se fabrican en cuatro diseños dependiendo de la serie y del tamaño del rodamiento:

- Los rodamientos de las series 60, 62 y 63 con un diámetro exterior de hasta 25 mm están equipados con obturaciones RSH. (a)
- Los rodamientos de las series 60, 62 y 63 de entre 25 mm y 52 mm (inclusive) están equipados con obturaciones 2RSH. (b)
- Otros rodamientos llevan obturaciones RS1, que obturan contra la superficie cilíndrica del resalte del aro interior (c) indicado por el diámetro d_1 en la tabla de rodamientos o contra un rebaje en la cara lateral del aro interior (d).

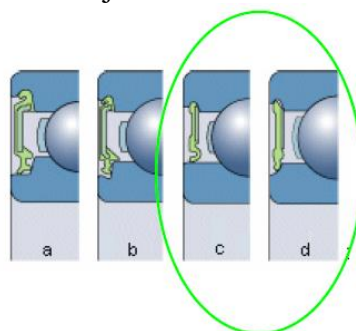


Figura 58. Obturaciones rozantes del tipo RSH, 2RSH, RS1 con resalte interior o lateral.

Por el mismo criterio de dimensiones, solo es posible elegir las obturaciones RS1.

Las obturaciones se insertan en los rebajes del aro exterior y ofrecen una buena obturación en esta posición sin deformar el aro exterior. Las obturaciones estándar son de caucho de acrilonitrilo-butadieno (NBR) con un refuerzo de chapa de acero.

Cuando estos rodamientos obturados funcionan bajo ciertas condiciones extremas, como velocidades muy altas o temperaturas altas, pueden tener lugar fugas de grasa en el aro interior pero en nuestro caso las condiciones no son extremas.

Requisito	Placas de protección Z	Obturaciones de baja fricción RSL	Obturaciones de baja fricción RZ	Obturaciones rozantes RSH	Obturaciones rozantes RS1
Baja fricción	+++	++	+++	o	o
Altas velocidades	+++	++	+++	o	o
Retención de grasa	o	+++	+	+++	++
Exclusión de polvo	o	++	+	+++	+++
Exclusión de agua					
- estática	-	o	-	+++	++
- dinámica	-	o	-	++	+
- alta presión	-	o	-	+++	o

Símbolos: +++ excelente ++ muy bueno + bueno o suficiente - no recomendado

Tabla 48. Selección de posibles obturaciones.

Las obturaciones utilizadas tienen diámetros exteriores de rodamiento superiores a los 52 mm, por lo que solo se da opción al uso obturaciones tipo RS1 ó RZ.

Los rodamientos de bola de una hilera situados en los extremos del diseño, solo alcanzan las 1.000rpm y tiene más prioridad la calidad de exclusión. Se elegirá el modelo RS1.

El rodamiento de rodillos cilíndrico situado en el interior de la carcasa tiene las prioridades contrarias. Está en una zona muy limpia pero sus velocidades son muy altas, por lo que se elegirá el modelo RZ.

La temperatura de funcionamiento para el NBR no es preocupante, ya que la temperatura de operación está dentro de los márgenes.

7.3 Lubricación.

Normalmente, la lubricación con aceite se emplea cuando las elevadas velocidades o las altas temperaturas de funcionamiento no permiten el uso de grasa, cuando es necesario evacuar del rodamiento el calor producido por la fricción o de origen externo, o cuando los componentes adyacentes (engranajes, etc.) están lubricados con aceite. Este último es realmente el caso que nos ocupa.

Con el fin de aumentar la vida útil del rodamiento, se prefiere el uso de una lubricación con aceite limpio, es decir, la lubricación por circulación de aceite bien filtrado, el método de inyección de chorro de aceite y el método de proyección de gotas de aceite con una filtración del aire y del aceite. Para este proyecto, es posible evitar complejos sistemas puesto el propio tambor de la llanta se encargará de distribuir el aceite con la fuerza centrífuga.

Como se comentó anteriormente, el sistema de lubricación será centralizado excepto para el 4º rodamiento, el de rodillo, que se encuentra en el interior de la carcasa del motor eléctrico. Este será el único rodamiento que, gracias a su mayor dimensión, consigue, pese a aguantar las mayores fuerzas, un funcionamiento correcto sin lubricación. Sin embargo se optará por una solución de obturaciones RZ, que permitan un ligero engrasado.

El lubricante tiene que cumplir las necesidades de los rodamientos y de los engranajes. Para su elección, la primera aproximación se efectúa en función del diámetro medio de los rodamientos y de su velocidad máxima de giro. Como aún no se tiene decidido el tamaño de los rodamientos, debe hacerse una suposición sobre el valor del diámetro medio a partir del diámetro interior, que sí es conocido.

La siguiente tabla muestra los posibles diámetros exteriores máximos y mínimos relacionados con cada tipo de rodamiento. Las velocidades se toman en su valor medio y no máximo como se ha realizado hasta ahora ya que cualquier lubricación tiene un margen de trabajo amplio y conviene elegirlo según el funcionamiento más habitual.

De este modo, una velocidad muy utilizada es la de los 80km/h. Con un radio de rueda de 70cm equivalen a unas 600rpm para los rodamientos exteriores y de 6.000rpm para los rodamientos interiores.

Rodamiento tipo	1	5	2	3
	bolas	bolas	angular	rodillo
N media (rpm)	600		6000	
D interior (mm)	35	40	8	25
Dextmín (mm)	47	42	22	52
Dextmáx (mm)	100	110	22	62
Dm mín (mm)	41	41	15	38,5
Dm máx (mm)	67,5	75	15	43,5

Tabla 49. Posibles Diámetros medios.

Con estos valores se obtiene la viscosidad ideal máxima y mínima de cada rodamiento.

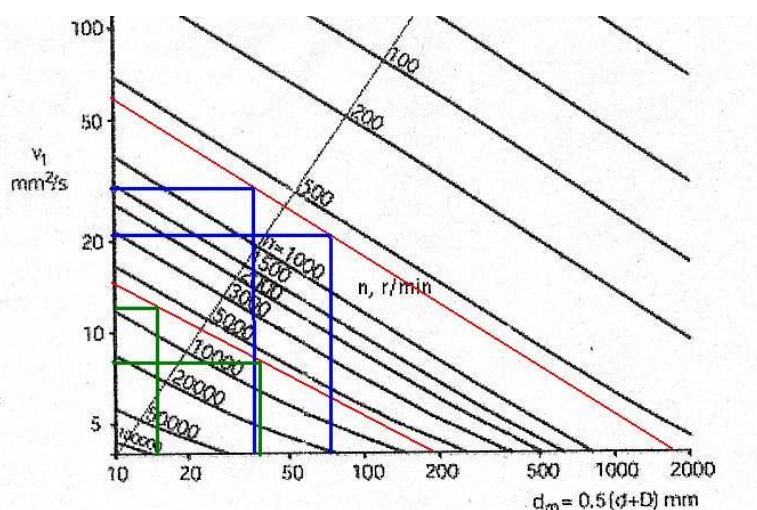


Figura 59. Viscosidades cinemáticas ideales según geometría y velocidad de giro.

La temperatura de trabajo no conviene que sea mucho más alta que la temperatura de ambiente, pues el motor eléctrico está conectado a un tubo con refrigerante, que, según el manual, tiene un máxima de temperatura de entrada permitida de 25°C. Una temperatura mucho mayor supondría calentar el motor eléctrico y reducir su eficiencia. Finalmente se elige la temperatura de 30°C.

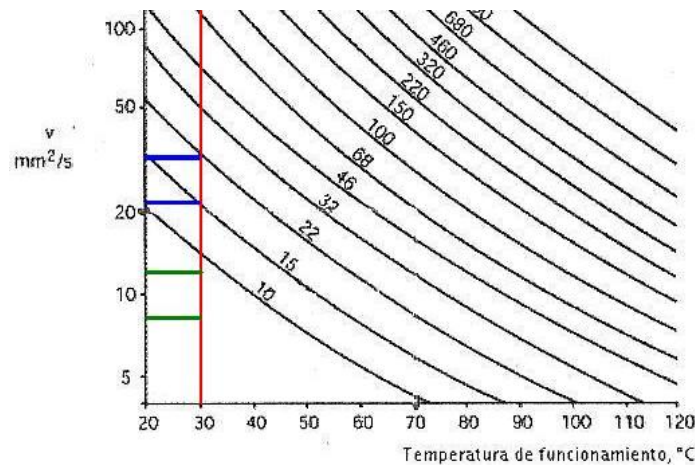


Figura 60. Condiciones de trabajo y los valores de viscosidad ISO correspondientes.

Las opciones son claras. El lubricante debe ser muy líquido, de entre el grado ISO 22 e ISO 10.

Sin embargo, en el capítulo de los engranajes se comentó que la viscosidad adecuada estaría entorno a la ISO 100. Se plantea entonces el problema para llegar a una decisión de compromiso que sirva a engranajes y rodamientos.

- Si la viscosidad es demasiado alta, es posible que con el movimiento de giro del tambor de la rueda, no alcance la dispersión a todos los rodamientos.
- Si la viscosidad es demasiado pequeña, el lubricante podrá no adherirse adecuadamente al engranaje y separarse antes de que se produzca el contacto entre dientes.

La decisión se inclina en tomar un aceite que mejor encaje con el engranaje. Si se diera el caso de una mala distribución, se optaría por algún pequeño sistema de bombeo dirigido hacia los rodamientos. Por estas razones, es apropiado elegir el valor del lubricante algo inferior a ISO 100, es decir, el ISO 68. Su temperatura de trabajo rondará los 30 grados, con lo que nos queda una densidad real de:

4.1 Calculation of operating viscosity			
4.2 Operating temperature	T	30,0	[°C]
4.3 Mineral oils			
4.4 ISO viscosity grade		ISO VG 68	<input checked="" type="checkbox"/>
4.5 Reference viscosity	V_{40}	68,0	[mm ² /s]
4.6 Operating viscosity	V	116	[mm ² /s]

Tabla 50. Viscosidad cinemática real de trabajo.

7.4 Elección de rodamientos con MITCalc.

MITCalc es un software especializado en la selección de rodamientos. Incluye una base de datos con los rodamientos de la marca SKF a la que se puede referir durante los cálculos.

Se parte con los datos obtenidos en apartados anteriores, como los diámetros interiores, que deben coincidir con el diámetro obtenido en la carcasa y en el eje, las fuerzas, la lubricación y la vida en horas estimadas.

Rodamiento	1	2	3	4	5
Fuerza	Ra	F1	F2	F3	Re
tipo	bolas	angular	rodillo	rodillo	bolas
N máx (rpm)	1.000	10.000	10.000	10.000	1.000
D int (mm)	35	8	25	35	40
Fr máx (N)	1568	0,217	1827	3185	1602
Fa máx (N)	0	60	0	0	0
Lubricación	central	central	central	central	Particular.

Tabla 51. Datos recopilados para la selección de rodamientos.

La motocicleta debe aguantar los 150.000km. Su número de horas varía si se toma una velocidad lineal muy grande o pequeña. A mayor velocidad, menor número de horas. La variable que más pesa en el cálculo es el número de revoluciones por minuto, es decir, se tomará la velocidad punta de 130km/h aunque el número de horas se menor, ya que es el caso más desfavorable. El valor de L_h deberá ser igual o superior a las 1160horas.

Las decisiones tomadas en la hoja de cálculo MITCalc son las siguientes:

- Se elegirá el menor ancho posible frente a cualquier diámetro exterior, pues éste último no tiene repercusión en el tamaño total del conjunto rueda -motor.
- Se añadirán los factores adicionales de carga por transmisión a través de engranajes y por usar un motor eléctrico en los rodamientos unidos al eje.
- La fiabilidad se ajustará al 99,5%, ya que la extracción de un rodamiento supone el desalineamiento del eje, y un importante coste en su reparación.
- La contaminación será considerada típica menos en el rodamiento nº4. Esto es debido a que, pese al cambio de aceites periódicos, no hay una filtración continua, y los rodamientos comparten la lubricación con los rodamientos.

A continuación se muestran los valores obtenidos en el software MitCalc:

- Rodamiento 1

1.0 Selection of bearing type, bearing loads			
1.1 Calculation units		SI Units (N, mm, kW...)	
1.2 Bearing type		Deep groove ball bearings, single row	
1.7 Bearing load		Fluctuating load	
1.8 Rotational speed	n	1000,0	[/min]
1.9 Radial load	Fr	1568,0	[N]
1.10 Axial load	Fa	0,0	[N]
1.11 Factor of additional dynamic forces		1,32	
1.12 Required parameters of bearing			
1.13 Bearing life	Lh	1160	[h]
1.14 Static safety factor	s0	1,00	
1.3 Bearing design			
1.4 Seal on one side			
1.5 Single bearing			
1.6 Normal clearance			
1.15 Additional dynamic forces			
1.16 None			
1.17 From geared transmissions			
1.18 Ordinary machined gears (deviations of shape and pitch 0.02-0)			
1.19 Factor	fk	1,1 - 1,3	1,20
1.20 Electric rotary machines, turbines, turbo-compressors			
1.21 Factor	fd	1 - 1,2	1,10
1.22 From belt drives			
1.23 V-belts			
1.24 Factor	fb	1,9 - 2,5	2,20
2.0 Selection of bearing size			
2.1 Bearing size		Find first Find next	
ID	d	D	B
63	35,0	62,0	14,0
C	CO	nr	nmax
16800	10200	7000	6007-RS1 *
3.0 Operating parameters, adjusted bearing life			
3.1 Kinematic viscosity of the lubricant		3.7 Calculation of the adjusted rating life	
3.2 Rated viscosity	V1	17,5	[mm^2/s]
3.3 Operating viscosity	V	116,0	[mm^2/s]
3.4 Viscosity ratio	K	6,63	
3.5 Requisite minimum load		3.8 Fatigue load limit	
3.6 Minimum radial load	Frmin	139,87	[N]
		3.9 Required reliability	
		99,5 %	
		3.10 Contamination of the lubricant	
		Typical contamination	
		3.11 Factor for contamination level	
		0,3 - 0,1	
		0,20	
		3.12 Life modification factor	
		a1/a23	
		0,13	
		2,6	
		3.13 Adjusted rating life	
		Lmh	
		3012	
		[h]	

Tabla 52. Datos en MITCalc para el rodamiento n°1.

- Rodamiento 2

Este rodamiento es el único que da un valor de diámetro interior mayor que el deseado para cumplir los requisitos. Es un elemento crítico del diseño, pues aumentar el diámetro interior, significaría aumentar el diámetro del eje y del diámetro interior del engranaje. Por lo tanto se procede a recalcular con las consideraciones de que la fuerza axial no es continua sino que solo afecta un 40% del tiempo, lo cual tampoco es un error grande pues se ha estado sobredimensionando con las fuerzas y las velocidades.

En otro apartado de la hoja de MITCalc se puede estimar el valor equivalente a una fluctuación de cargas.

5.1 Number of different load conditions

2

5.2 Table of load conditions

i	Fr [N]	Fa [N]	ni [/min]	ti/t [%]
1	0,4	60,0	10000,0	40,0
2	0,4	0,0	10000,0	60,0

5.3 Mean load

5.4 Rotational speed

n

10000

/[min]

5.5 Radial load

Fr

0,4

[N]

5.6 Axial load

Fa

44,2

[N]

5.7 Transfer of load into main calculation

Transfer

Tabla 53. Equivalencia de la fluctuación de cargas en el rodamiento n°2.

Input parameters section

1.0 Selection of bearing type, bearing loads

1.1 Calculation units: SI Units (N, mm, kW...)

1.2 Bearing type: Self-aligning ball bearings, with cylindrical bore

1.7 Bearing load: **Fluctuating load**

1.8 Rotational speed: $n = 10000,0$ [1/min]

1.9 Radial load: $F_r = 0,4$ [N]

1.10 Axial load: $F_a = 44,2$ [N]

1.11 Factor of additional dynamic forces: $f_d = 1,32$

1.12 Required parameters of bearing

1.13 Bearing life: $L_h = 1160$ [h]

1.14 Static safety factor: $s_0 = 1,00$

1.3 Bearing design

1.4 Open design

1.5

1.6

1.15 Additional dynamic forces

1.16 ☐ None

1.17 ☒ From geared transmissions

1.18 Ordinary machined gears (deviations of shape and pitch 0.02-0)

1.19 Factor: $f_k = 1,1 - 1,3$ $f_k = 1,20$ ☒

1.20 Electric rotary machines, turbines, turbo-compressors

1.21 Factor: $f_d = 1 - 1,2$ $f_d = 1,10$ ☒

1.22 ☐ From belt drives

1.23 V-belts

1.24 Factor: $f_b = 1,9 - 2,5$ $f_b = 2,20$ ☐

2.0 Selection of bearing size

2.1 Bearing size

Find first Find next

ID	d	D	B	C	CO	nr	nmax	Bearing
4	8,0	22,0	7,0	2650	560	60000	40000	108 TN9

3.0 Operating parameters, adjusted bearing life

3.1 Kinematic viscosity of the lubricant

3.2 Rated viscosity: $V_1 = 9,8$ [mm²/s]

3.3 Operating viscosity: $V = 116,0$ [mm²/s]

3.4 Viscosity ratio: $K = 11,84$

3.5 Requisite minimum load

3.6 Minimum equivalent load: $P_{0min} = 5,6$ [N]

3.7 Calculation of the adjusted rating life

3.8 Fatigue load limit: $P_u = 29$ [N]

3.9 Required reliability: 99,5 %

3.10 Contamination of the lubricant: Typical contamination

3.11 Factor for contamination level: $\eta = 0,3 - 0,1$ $\eta = 0,20$ ☒

3.12 Life modification factor: $a_1/a_{23} = 0,13$ $a_1/a_{23} = 1,5$

3.13 Adjusted rating life: $L_{mh} = 1121$ [h]

Tabla 54. Datos en MITCalc para el rodamiento n°2.

La vida media aún no cumple los requisitos, aunque da valores muy próximos. Se debe recordar que la velocidad no va a ser siempre tan elevada.

- Rodamiento 3

1.0 Selection of bearing type, bearing loads								
1.1 Calculation units		SI Units (N, mm, kW...)						
1.2 Bearing type		Cylindrical roller bearings, single row						
1.7 Bearing load		Fluctuating load						
1.8 Rotational speed	n	10000,0	[/min]					
1.9 Radial load	Fr	1827,0	[N]					
1.10 Axial load	Fa	0,0	[N]					
1.11 Factor of additional dynamic forces		1,32						
1.12 Required parameters of bearing								
1.13 Bearing life	Lh	1160	[h]					
1.14 Static safety factor	s0	1,00						
1.3 Bearing design								
1.4 Design NU								
1.5 Oil lubrication								
1.6								
1.15 Additional dynamic forces								
1.16 None								
1.17 From geared transmissions								
1.18 Ordinary machined gears (deviations of shape and pitch 0.02-0								
1.19 Factor	fk	1,1 - 1,3	1,20					
1.20 Electric rotary machines, turbines, turbo-compressors								
1.21 Factor	fd	1 - 1,2	1,10					
1.22 From belt drives								
1.23 V-belts								
1.24 Factor	fb	1,9 - 2,5	2,20					
2.0 Selection of bearing size								
2.1 Bearing size		Find first Find next						
ID	d	D	B	C	CO	nr	nmax	Bearing
14	25,0	52,0	15,0	28600	27000	14000	16000	NU 205 ECJ
3.0 Operating parameters, adjusted bearing life								
3.1 Kinematic viscosity of the lubricant		3.7 Calculation of the adjusted rating life						
3.2 Rated viscosity	V1	6,1	[mm^2/s]					
3.3 Operating viscosity	V	116,0	[mm^2/s]					
3.4 Viscosity ratio	K	19,02						
3.5 Requisite minimum load								
3.6 Minimum radial load	Frmin	196,93	[N]					
3.8 Fatigue load limit		Pu 3350 [N]						
3.9 Required reliability		99,5 %						
3.10 Contamination of the lubricant		Typical contamination						
3.11 Factor for contamination level		η 0,3 - 0,1 0,20						
3.12 Life modification factor		a1/a23 0,13 2,1						
3.13 Adjusted rating life		Lmh 1731 [h]						

Tabla 55. Datos en MITCalc para el rodamiento n°3.

- Rodamiento 4

1.0 Selection of bearing type, bearing loads								
1.1 Calculation units		SI Units (N, mm, kW...)						
1.2 Bearing type		Cylindrical roller bearings, single row						
1.7 Bearing load		Fluctuating load						
1.8 Rotational speed	n	10000,0	[/min]					
1.9 Radial load	Fr	3185,0	[N]					
1.10 Axial load	Fa	0,0	[N]					
1.11 Factor of additional dynamic forces		1,32						
1.12 Required parameters of bearing								
1.13 Bearing life	Lh	1160	[h]					
1.14 Static safety factor	s0	1,00						
1.3 Bearing design								
1.4 Design NU								
1.5 Grease lubrication								
1.6								
1.15 Additional dynamic forces								
1.16 None								
1.17 From geared transmissions								
1.18 Ordinary machined gears (deviations of shape and pitch 0.02-0								
1.19 Factor	fk	1,1 - 1,3	1,20					
1.20 Electric rotary machines, turbines, turbo-compressors								
1.21 Factor	fd	1 - 1,2	1,10					
1.22 From belt drives								
1.23 V-belts								
1.24 Factor	fb	1,9 - 2,5	2,20					
2.0 Selection of bearing size								
2.1 Bearing size		Find first Find next						
ID	d	D	B	C	CO	nr	nmax	Bearing
43	35,0	72,0	17,0	56000	48000	11000	12000	NU 207 ECJ *
3.0 Operating parameters, adjusted bearing life								
3.1 Kinematic viscosity of the lubricant		3.7 Calculation of the adjusted rating life						
3.2 Rated viscosity	V1	5,1	[mm^2/s]					
3.3 Operating viscosity	V	116,0	[mm^2/s]					
3.4 Viscosity ratio	K	22,75						
3.5 Requisite minimum load								
3.6 Minimum radial load	Frmin	413,73	[N]					
3.8 Fatigue load limit		Pu 6100 [N]						
3.9 Required reliability		99,5 %						
3.10 Contamination of the lubricant		Typical contamination						
3.11 Factor for contamination level		η 0,3 - 0,1 0,20						
3.12 Life modification factor		a1/a23 0,13 3,8						
3.13 Adjusted rating life		Lmh 4612 [h]						

Tabla 56. Datos en MITCalc para el rodamiento n°4.

- Rodamiento 5

1.0 Selection of bearing type, bearing loads

1.1 Calculation units: SI Units (N, mm, kW...)

1.2 Bearing type: Deep groove ball bearings, single row

1.7 Bearing load: Fluctuating load

1.8 Rotational speed: n = 1000,0 [1/min]

1.9 Radial load: Fr = 1602,0 [N]

1.10 Axial load: Fa = 0,0 [N]

1.11 Factor of additional dynamic forces: 1,32

1.12 Required parameters of bearing

1.13 Bearing life: Lh = 1160 [h]

1.14 Static safety factor: s0 = 1,00

1.3 Bearing design

1.4 Seal on one side

1.5 Single bearing

1.6 Normal clearance

1.15 Additional dynamic forces

1.16 None

1.17 From geared transmissions

1.18 Ordinary machined gears (deviations of shape and pitch 0.02-0)

1.19 Factor: fk = 1,1 - 1,3 | 1,20

1.20 Electric rotary machines, turbines, turbo-compressors

1.21 Factor: fd = 1 - 1,2 | 1,10

1.22 From belt drives

1.23 V-belts

1.24 Factor: fb = 1,9 - 2,5 | 2,20

2.0 Selection of bearing size

2.1 Bearing size

ID	d	D	B	C	C0	nr	nmax	Bearing
67	40,0	68,0	15,0	17800	11600		6300	6008-RS1 *

3.0 Operating parameters, adjusted bearing life

3.1 Kinematic viscosity of the lubricant

3.2 Rated viscosity: V1 = 16,6 [mm^2/s]

3.3 Operating viscosity: V = 116,0 [mm^2/s]

3.4 Viscosity ratio: K = 6,99

3.5 Requisite minimum load

3.6 Minimum radial load: Frmin = 173,39 [N]

3.7 Calculation of the adjusted rating life

3.8 Fatigue load limit: Pu = 490 [N]

3.9 Required reliability: 99,5 %

3.10 Contamination of the lubricant: Typical contamination

3.11 Factor for contamination level: η = 0,3 - 0,1 | 0,20

3.12 Life modification factor: a1/a23 = 0,13 | 2,9

3.13 Adjusted rating life: Lmh = 3748 [h]

Tabla 57. Datos en MITCalc para el rodamiento nº5.

A continuación se muestra una tabla resumen de los valores más importantes.

Rodamiento	1	2	3	4	5
Tipo	rígido	Contacto angular	Rodillo cilíndrico	Rodillo cilíndrico	rígido
Nombre	6007-RS1	108 TN9	UN 205	UN 207	6008-RS1
Obturación	Baja fricción	libre	libre	rozante	Baja fricción
Nº de hileras	1	2	1	1	1
d (mm)	35	8	25	35	40
D (mm)	62	22	52	72	68
B (mm)	14	7	15	17	15
M (kg)	0,16	0,05	0,15	0,30	0,19
Lh	8912	5748	6339	9337	9941
Lh ajustada	3012	1121	1731	4612	3748
F seguridad	2,6	0,96	1,5	3,9	3,4

Tabla 58. Resumen de los rodamientos elegidos.

La vida ajustada Lmh toma en cuenta el aumento de vida por la lubricación y su disminución por motivos de contaminación. Queda patente que es fundamental hacer cambios de aceite rutinarios, pues la vida reduce exponencialmente con una contaminación alta. Los rodamientos más críticos son el número 2 y 3, los cuales puede mejorar notablemente reduciendo la contaminación interna.

Los rodamientos de los satélites están unidos a engranajes denominados locos, luego no están sometidos a fuerzas severas y no tendrá obturación. Se escogerán en base a su geometría. El diámetro exterior de la pieza de unión entre el portasatélites y la carcasa tiene un diámetro exterior de 20mm. Por otro lado, el ancho del engranaje es de 26mm. Cualquiera de los siguientes rodamientos sirve. Se elige el menos pesado, aunque su ancho pueda no ser suficiente para transmitir la fuerza al engranaje.

Rodamiento	Satélite	Satélite
Tipo	Rígido	Rígido
Nombre	6404	6304
Obturación	No	No
Nº de hileras	1	1
d (mm)	20	20
D (mm)	72	52
B (mm)	19	15
M (kg)	0,40	0,14

Tabla 59. Rodamientos para los engranajes satélites.

Capítulo 8

Retenes.

8.1 Función de los retenes.

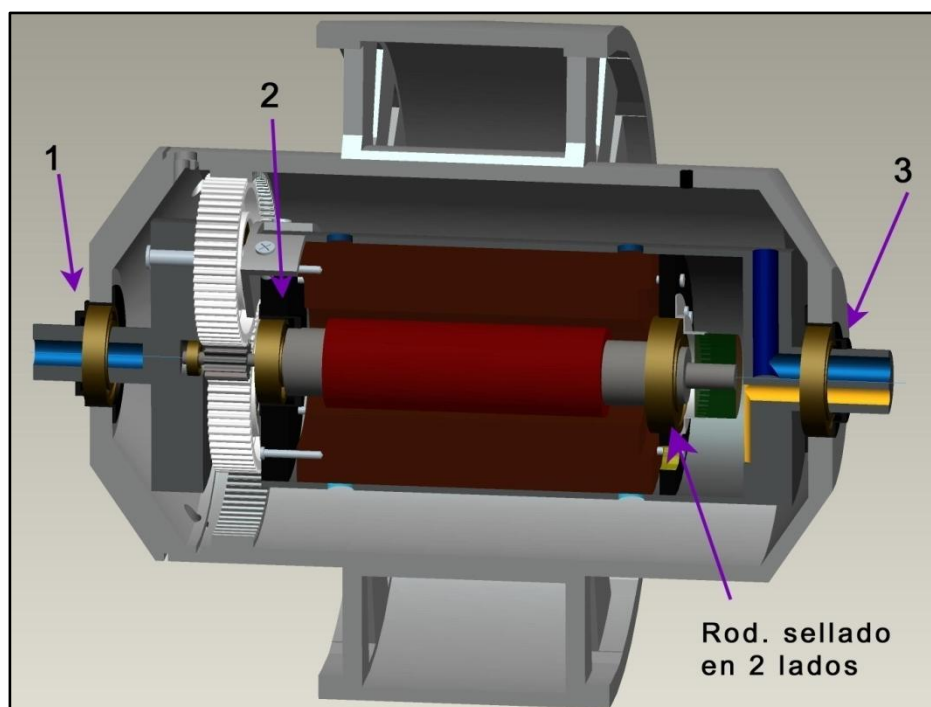


Figura 61. Localización de los retenes.

Los retenes se aplican para la estanqueidad de ejes en rotación, especialmente en la industria de fabricación de maquinaria, componentes y automóviles. Los medios a hermetizar pueden ser viscosos, líquidos o gaseosos, aunque lo más usual es que se trate de aceites y grasas lubricantes.

8.2 Tipos de retenes.

Según la norma DIN 3760, los retenes radiales se subdividen en:

a) Tipo A.

El exterior está recubierto de elastómero, que absorbe la expansión térmica y permite el montaje en cavidades de acabado menos exacto. Asimismo evita la corrosión del refuerzo metálico. La cavidad sufre menos en casos de montajes repetidos. Sirve para hermetizar medios líquidos y gaseosos.

Ésta ejecución debe ser preferida y es la única aprobada por la norma DIN-3760.

Por tanto será la elegida para la elección de retenes:

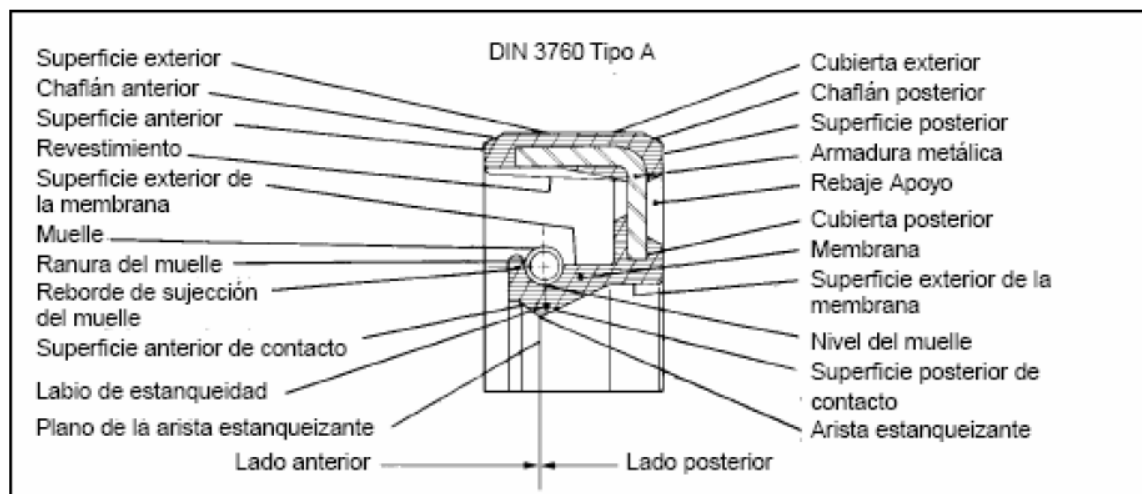


Figura 62. Partes del retén tipo A según la norma DIN 3760.

b) Tipo B.

La caja metálica favorece el montaje. Sin embargo se exigen tolerancias estrechas y un buen acabado para asegurar la hermeticidad del Ø exterior.

c) Tipo C.

Caja metálica con refuerzo. Tiene las mismas características del tipo B. Se aplica preferentemente en condiciones de trabajo extremas y con grandes diámetros. El refuerzo lo hace menos sensible a montajes incorrectos.

Se colocarán 3 retenes principales. Dos en los extremos que separan el interior del motor del exterior en los puntos de rodamientos para proteger los engranajes y rodamientos de la suciedad, polvo o posibles agentes externos. El tercero mantiene la zona de los engranajes separada de la zona del motor eléctrico para que no le afecte el lubricante que va a estar actuando de forma dispersa por todo el motor.

La siguiente tabla es la que se va a seguir para la obtención del tipo de dimensionado que van a tener los retenes.

MIL ÇAPI	d_2	b	c
d_1 h11	H8	± 0.2	min.
6	16	7	0,3
	22		
7	22	7	0,3
	22		
8	22	7	0,3
	22		
9	24	7	0,3
	26		
10	22	7	0,3
	24		
	26		
11	22	7	0,3
	26		
12	22	7	0,3
	24		
	28		
	30		
14	24	7	0,3
	28		
	30		
	35		
15	26	7	0,3
	30		
	32		
	35		
16	28	7	0,3
	30		
	32		
	35		
17	28	7	0,3
	30		
	32		
	35		
	40		
18	30	7	0,3
	32		
	35		
	40		
20	30	7	0,3
	32		
	35		
	40		
	47		
22	32	7	0,3
	35		
	40		
	47		
24	35	7	0,3
	37		
	40		
	47		
25	35	7	0,3
	40		
	42		
	47		
	52		
26	37	7	0,3
	42		
	47		
28	40	7	0,4
	47		
	52		

MIL ÇAPI	d_2	b	c
d_1 h11	H8	± 0.2	min.
	40		
	42		
30	47	7	0,4
	52		
	62		
	45		
32	47	7	0,4
	52		
	47		
35	50	7	0,4
	52		
	62		
36	47	7	0,4
	50		
	52		
	62		
38	52	7	0,4
	55		
	62		
	52		
40	55	7	0,4
	62		
	72		
42	55	8	0,4
	62		
	72		
45	60	8	0,4
	62		
	65		
	72		
48	62	8	0,4
	72		
	65		
50	68	8	0,4
	72		
	80		
52	68	8	0,4
	72		
	70		
55	72	8	0,4
	80		
	85		
	70		
56	72	8	0,4
	80		
	85		
58	72	8	0,4
	80		
	75		
60	80	8	0,4
	85		
	90		
62	85	10	0,5
	90		
63	85	10	0,5
	90		
	85		
65	90	10	0,5
	100		
	85		
68	90	10	0,5
	100		

MIL ÇAPI	d_2	b	c
d_1 h11	H8	± 0.2	min.
70	90	10	0,5
	100		
72	95	10	0,5
	100		
75	95	10	0,5
	100		
78	100	10	0,5
	100		
80	100	10	0,5
	110		
85	110	12	0,8
	120		
90	110	12	0,8
	120		
95	120	12	0,8
	125		
	120		
100	125	12	0,8
	130		
105	130	12	0,8
	140		
110	130	12	0,8
	140		
115	140	12	0,8
	150		
120	150	12	0,8
	160		
125	150	12	0,8
	160		
	160		
130	160	12	0,8
	170		
135	170	12	0,8
	170		
140	170	15	1
	175		
145	175	15	1
	180		
150	180	15	1
	190		
160	190	15	1
	200		
170	200	15	1
	210		
180	210	15	1
	220		
190	220	15	1
	230		
200	230	15	1

Form A

YAĞ KEÇESİ

GÖSTERİŞİ $d_1 = 25, d_2 = 40, b = 7$

A 25 x 40 x 7 DIN3760

Tabla 60. Dimensión de retenes según la norma DIN3760.

El diámetro exterior que se ha escogido es el más pequeño para ese diámetro interior, esta forma de elección del diámetro interior se ha hecho suponiendo que el coste de un retén más grande es mayor que el coste de placa de la carcasa que debe ponerse para ocupar la misma área de orificio):

Las dimensiones de los retenes elegidos son las siguientes:

Retén	1	2	3
Diámetro interior (d1)	35 mm	42 mm	40 mm
Diámetro exterior (d2)	47 mm	55 mm	52 mm
Anchura (b)	7 ± 2 mm	8 ± 2 mm	7 ± 2 mm
Arista (c)	0,4 mm	0,4 mm	0,4 mm

Tabla 61. Dimensión de los retenes elegidos.

8.3 Selección del material del retén

El material del retén es fundamental para el buen funcionamiento de éste y para obtener una buena estanqueidad. Los parámetros con los cuales se eligen estos materiales son la naturaleza de éstos, la temperatura y la presión del fluido en contacto con el retén.

Aunque en este caso no será especialmente importante la temperatura de operación al estar el motor eléctrico bien refrigerado.

MEZCLAS / MATERIAL	Tº	COLOR
NITRÍLICO / NBR. Mezcla a base de caucho nitrilo. Con buena resistencia a la acción de los aceites y grasas minerales. Buena resistencia a la abrasión. Adecuado para la mayor parte de las aplicaciones corrientes.	- 40°C a + 120°C	negro
ACRILLO-NITRILO-BUTADIENO / NBR. Tiene una mayor resistencia al calor que el nitrílico, incluso en presencia de aceites EP. Deformación permanente más elevada.	-30°C a + 150°C	azul
SILICONA / SI. Abarca una gama de temperaturas muy amplia, para características mecánicas aceptables. Deformación permanente débil y bajo coeficiente de frotamiento. No recomendable en presencia de aceites EP.	-60°C a +180°C	marrón
FLUORADO (Vitron) / VI. Presenta las mejores características de resistencia química y a las altas temperaturas de todos los elastómeros.	-30°C a +225°C	negro

Tabla 62. Materiales para el retén.

Lo más acertado será escoger el material más general, el nitrílico, pues no se dan restricciones ni de aditivos en el lubricante ni de temperatura.

Capítulo 9.

Diseño final.

9.1 Orden del Montaje.

Se presenta el orden lógico de montaje que se ha considerado par entender con mayor claridad la relación entre cada pieza.

En primer lugar se une el rotor de imanes insertados con el eje. Será más fácil unir primero el rodamiento de rodillo sellado con la separadora derecha (ver anexos) y terminar juntando ambas partes. La tapa separadora tiene un hueco por donde pasarán los cables eléctricos hacia el estator.

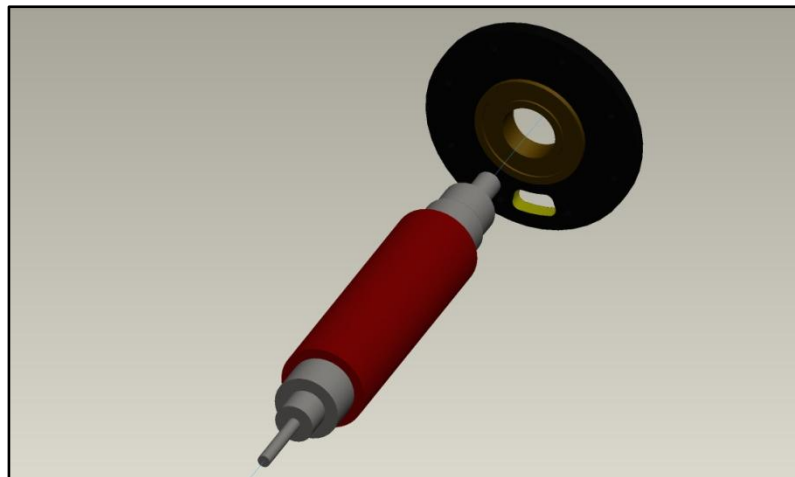


Figura 63. Montaje 1.

En el siguiente paso, se inserta la camisa de agua con el estator, el cual incluye, siguiendo el manual, unos agujeros donde anclar la tapa separadora derecha y la izquierda. Antes de insertar el rodamiento, se debe colocar el retén que separa la parte lubricada de la eléctrica

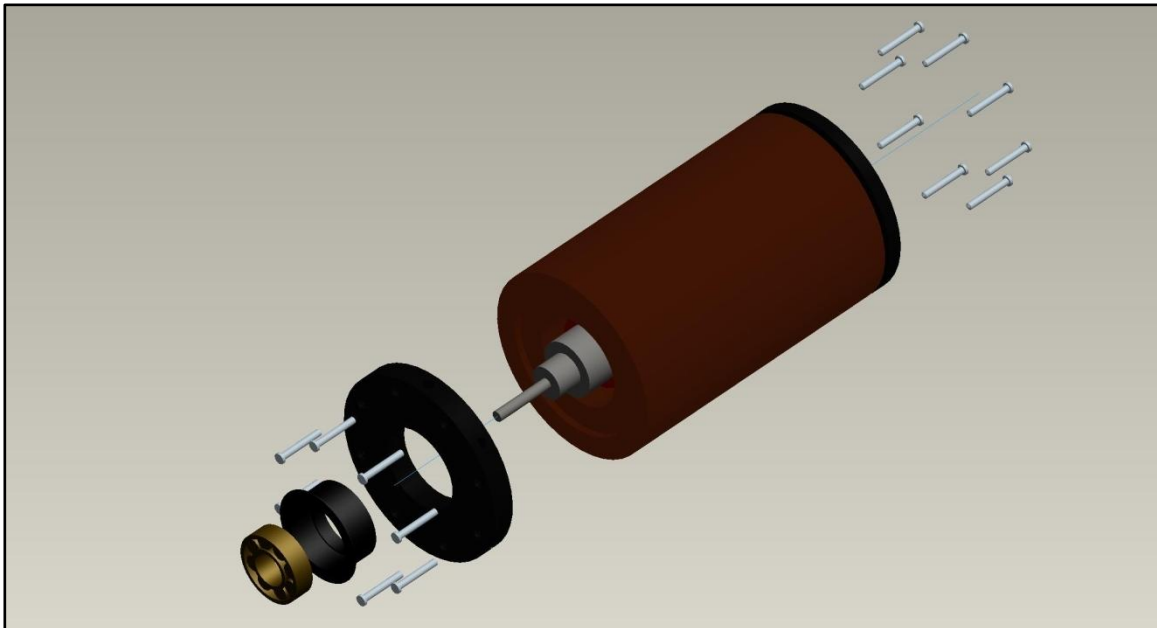


Figura 64. Montaje 2.

Se fija el resolver con un aro y unas pestañas a la tapa separadora. La unión se diseñará con un corte, de modo que no tape el hueco por donde pasan los cables hacia el estator. En el otro extremo se coloca el engranaje solar y el rodamiento angular de doble hilera.

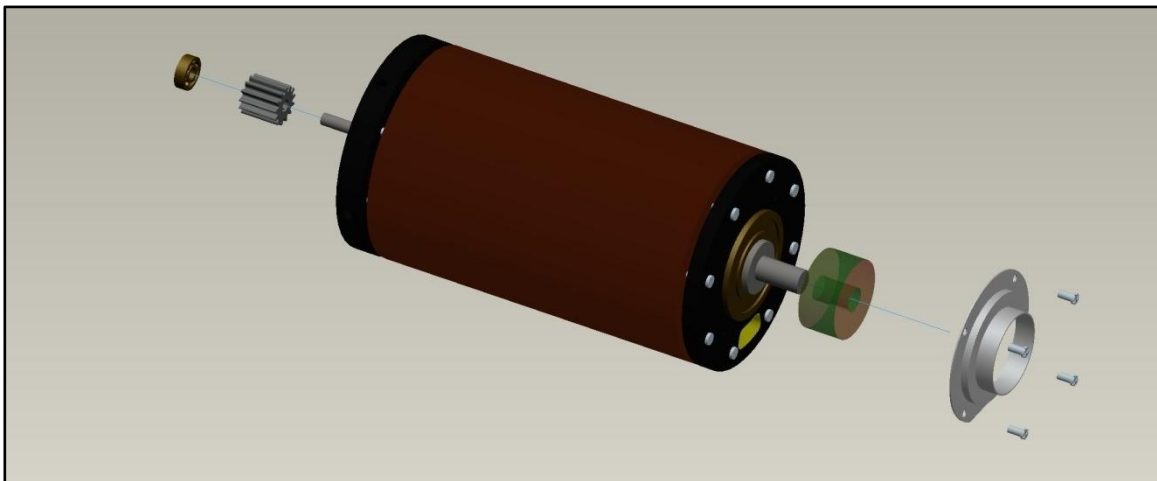


Figura 65. Montaje 3.

Se inserta el portasatélites en el rodamiento y la carcasa. Los cables eléctricos del resolver y del estator pasan a través de la carcasa. Por otro lado se coloca cada pieza de unión con su rodamiento y engranaje satélite.

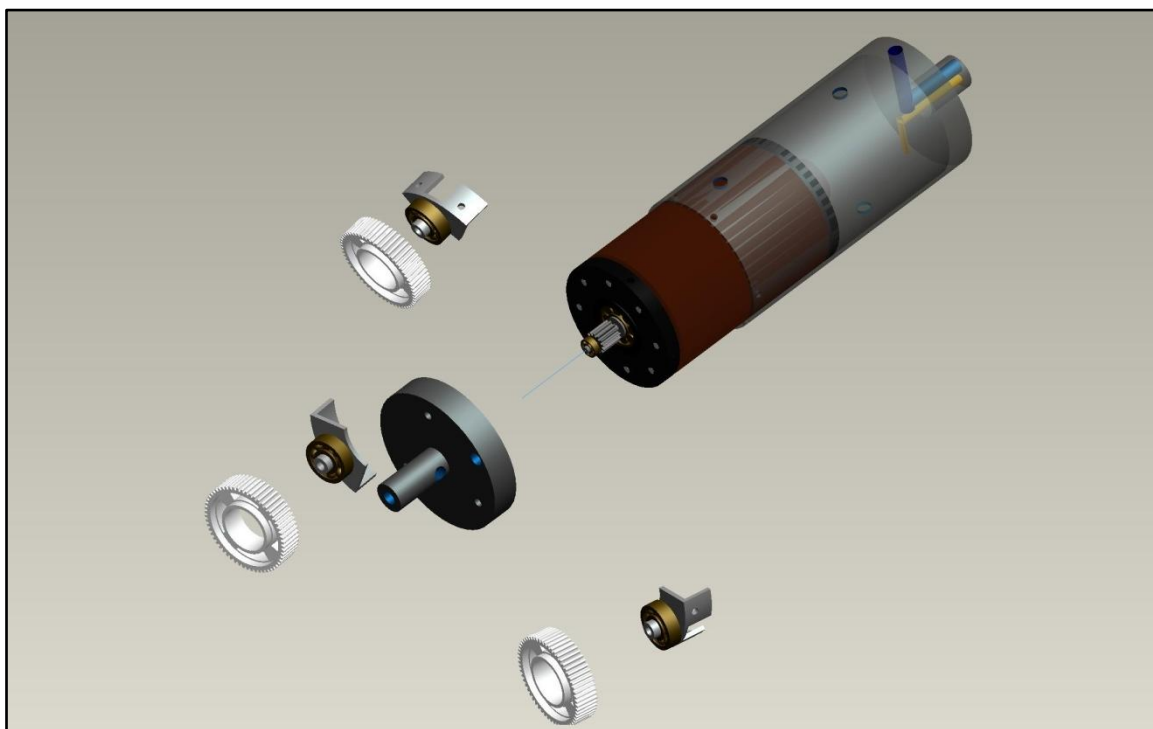


Figura 66. Montaje 4.

Se atornilla la pieza de unión, por un lado, a la carcasa y el separador izquierdo a la vez, y por otro al portasatélites. Se colocan los rodamientos de los extremos.

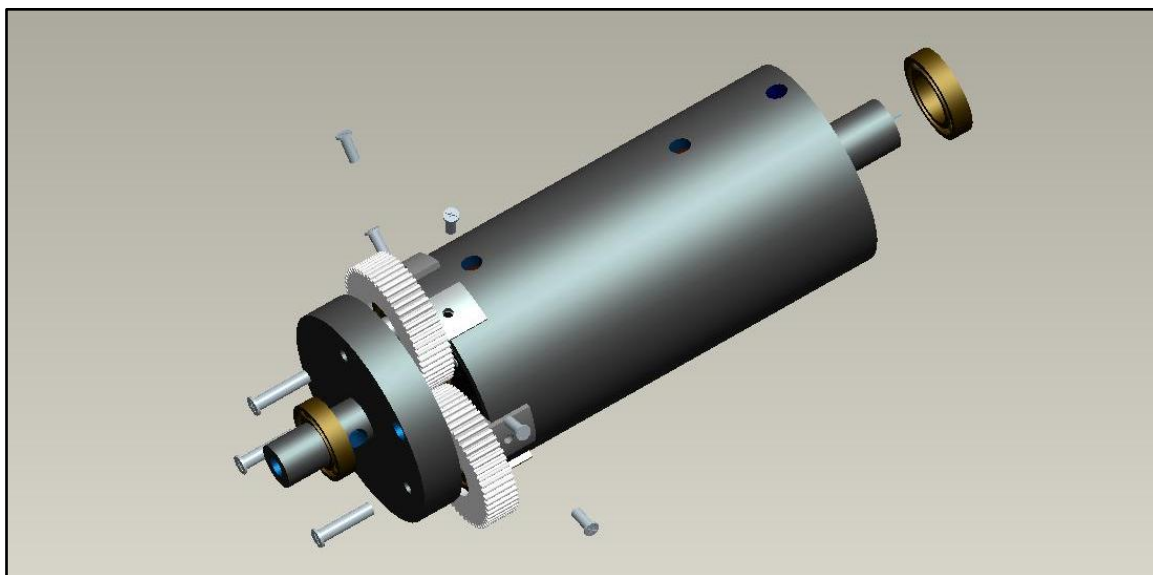


Figura 67. Montaje 5.

Se termina colocando los retener exteriores, la llanta y el tapacubos izquierdo.

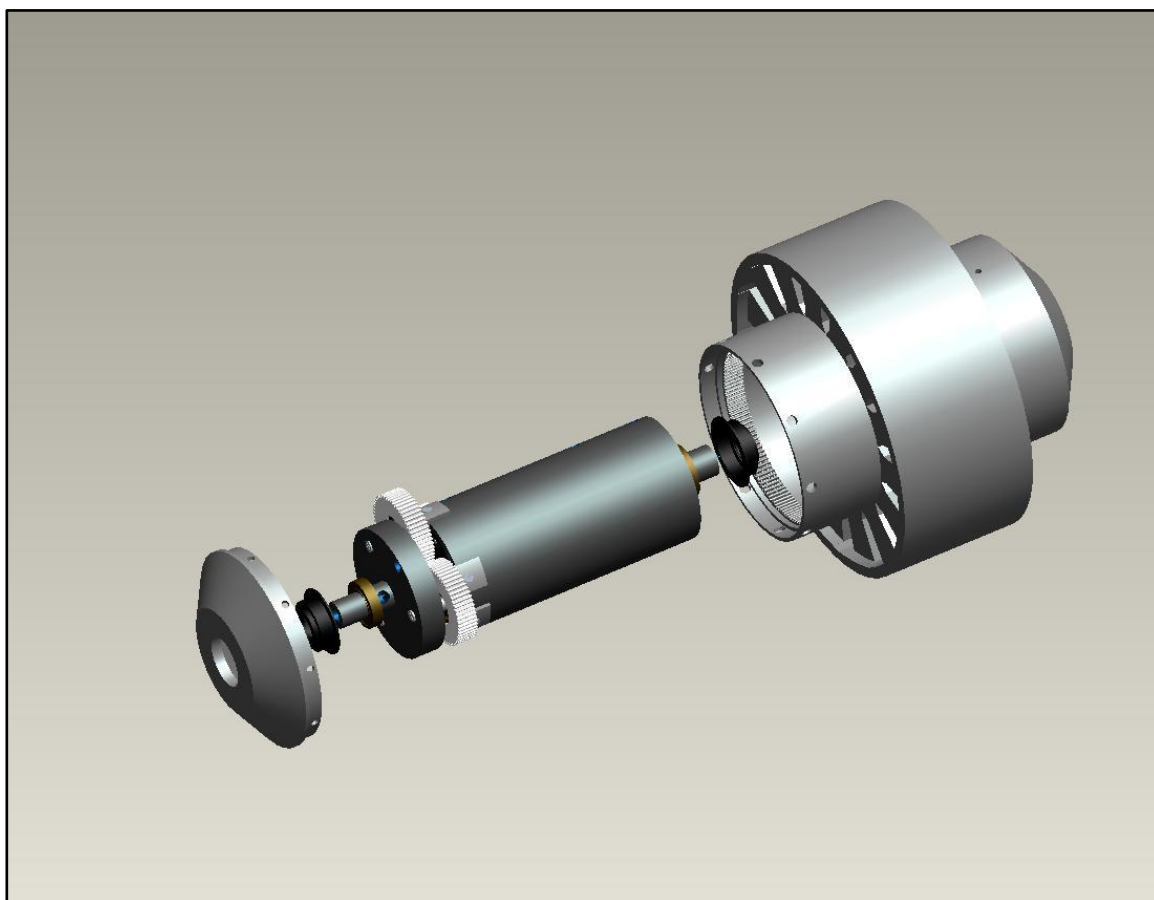


Figura 68. Montaje 6.

Y el montaje queda terminado.

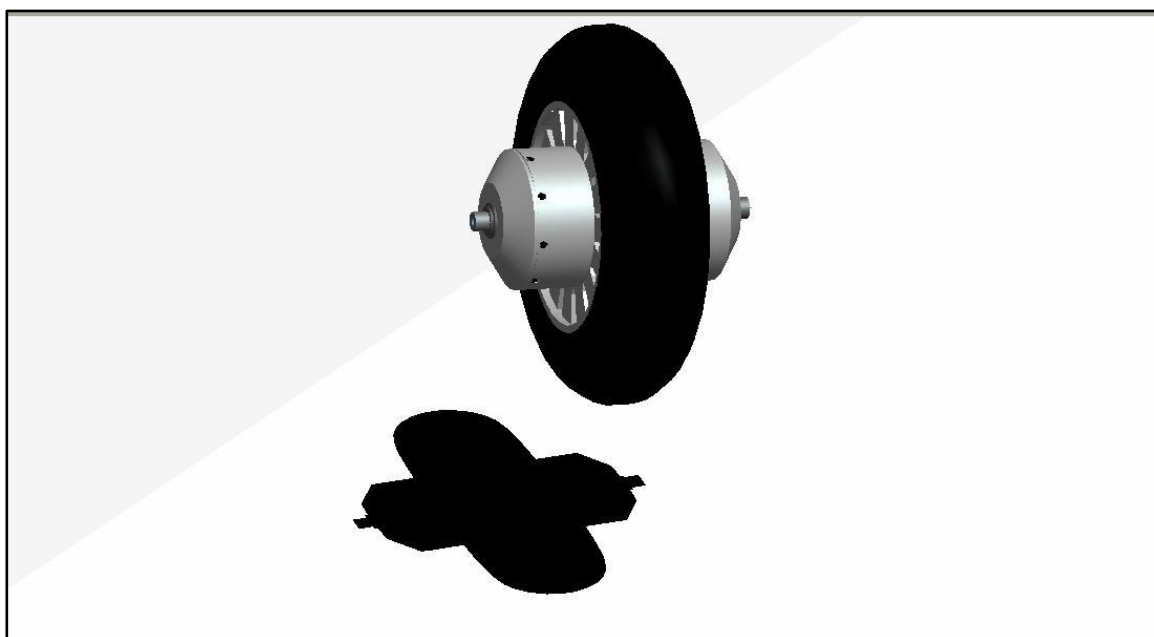


Figura 69. Montaje 7.

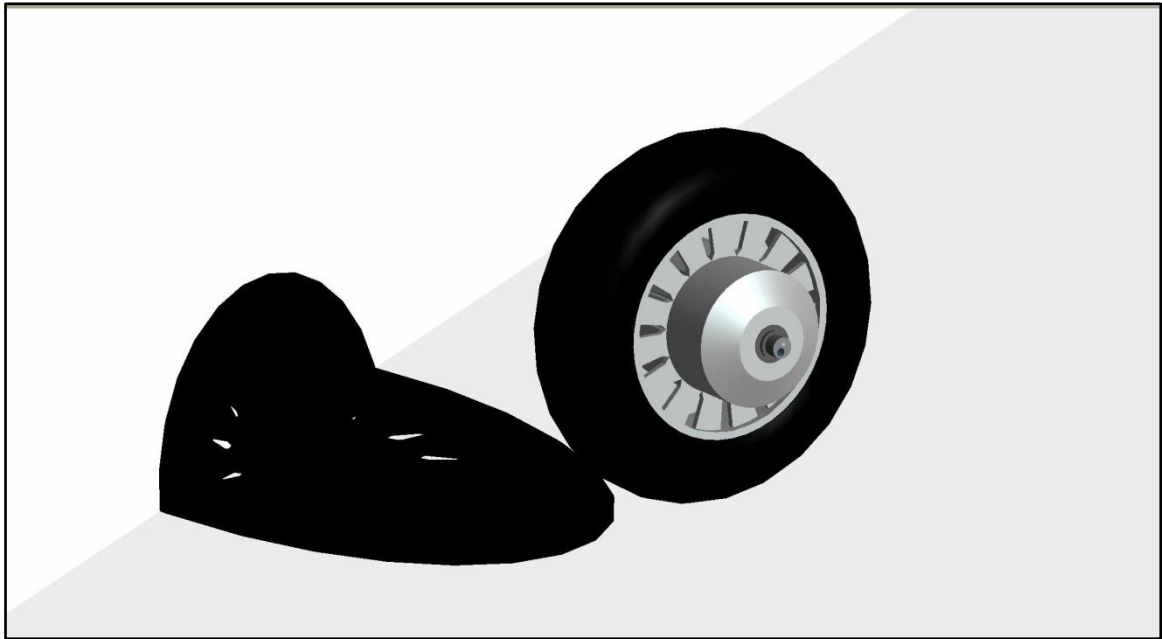


Figura 70. Montaje 8.

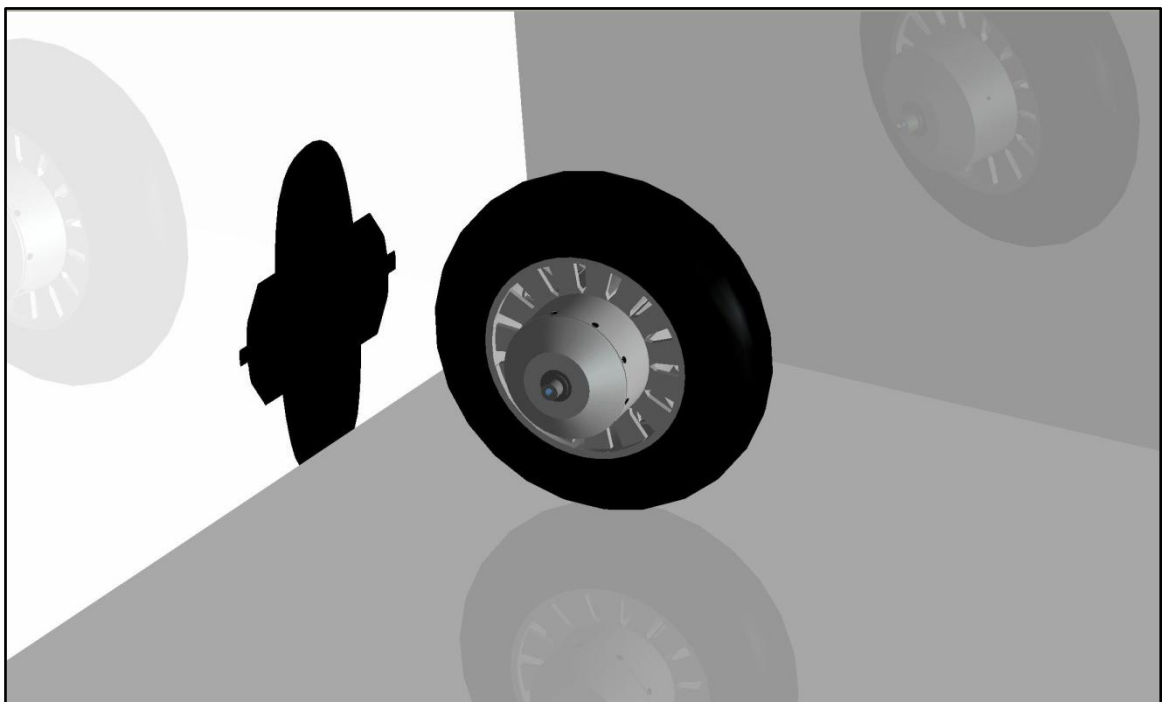


Figura 71. Montaje 9.

9.2 Peso final.

Al comienzo del proyecto se hicieron dos hipótesis sobre el peso. En primer lugar, para el cálculo del peso total de la motocicleta, se decidió que 20kg podrían estar bien ajustados. En el apartado de las fuerzas [5.5.1], se incluyó un peso de 2kg como forma de seguridad.

En este apartado se pretende comprobar si se hicieron correctas dichas estimaciones hallando el peso final. Se tomará la densidad general del acero de $7,8 \text{ g/cm}^3$ y la de la aleación de aluminio de $2,7 \text{ g/cm}^3$

INTERIOR DEL MOTOR

<u>Elemento</u>	<u>Volumen (cm³)</u>	<u>Masa (kg)</u>
Motor.		
Estator + Rotor		11,00
Resolver		0,30
Acero.		
Eje	324	2,53
Engranaje solar	8,52	0,07
Engranaje satélite x 3	204	1,59
Aleación de Aluminio.		
Carcasa	1220	3,29
Separador izquierdo	204	0,55
Separador derecho	106	0,29
Pieza de unión x 3	105	0,28
Portasatélites	704	1,90
Rodamientos.		
Rod 108TN9		0,05
Rod UN205		0,15
Rod UN207		0,30
Rod 6304 x 3		0,42

		22,72kg

Esta masa es la que se aplica a la estructura interna del motor, es decir, la que se estimó con un valor de 22kg. Por tanto, la diferencia de solo 0,72kg, comparándola con el peso externo de motocicleta, conductor y maletero que se consideró sobrevalorado en este apartado a 260kg, es posible despreciarla. De modo que el cálculo de estructuras es coherente con la suposición.

TOTAL DE LA RUEDA

<u>Elemento</u>	<u>Volumen (cm³)</u>	<u>Masa (kg)</u>
Interior de la rueda		22,72
Aleación de Aluminio.		
Llanta	8680	3,23
Rodamientos.		
Rod 6007		0,16
Rod 6008		0,19

		26,30kg

Este valor afecta a la estimación inicial sobre la capacidad de la motocicleta cuando se halló la reducción mínima posible. La masa considerada fue: 150kg el cuerpo de la motocicleta, 20kg el motor, 90 el conductor y 10 de carga. La diferencia es de 6,3kg. Ahora se hace el cálculo inverso, y sabiendo el peso real de la máquina se halla la velocidad máxima alcanzable a esa velocidad.

$$F_{tracción} > F_{resistente}$$

$$\frac{P_{motor}}{i \cdot R_{rueda}} = 1,1 \cdot \left(\frac{\rho_o \cdot C_D \cdot A \cdot v^2}{2} + 0,02 \cdot m \cdot g + \text{sen}(\alpha) \cdot m \cdot g \right)$$

$$\frac{18}{10 \cdot 0,35} = 1,1 \cdot \left(\frac{1,167 \cdot 0,45 \cdot (v)^2}{2} + 0,02 \cdot 256,3 \cdot 9,81 + \text{sen}(3) \cdot 256,3 \cdot g \right)$$

$$v = 32,98 \frac{m}{s} = 118,7 \frac{km}{h}$$

La diferencia de peso solo provoca una reducción de 1,3 km/h en una pendiente de 3°, lo cual no resulta ser significativa.

Capítulo 10

Presupuesto.

Para construir el prototipo hay que mandar hacer la mecanización de las piezas a proveedores externos. Esto es costoso, pues todo estará hecho a medida y dependerá de la empresa a la que se mande. No obstante, a continuación se mostrará una estimación del precio total:

Motor HW635FR1200 [PAR].			2550€
Resolver.			800€
Eje y engranajes en acero:			150€
Material, tratamientos térmicos, torneado, esmerilado.			
Carcasa, Portasatélites, Piezas de Unión en aluminio:			600€
Material, tratamientos térmicos, torneado, fresado y taladrado.			
Rodamientos [SKFBI]:			133,8€
6007-RS1	10,72		
6008-RS1	13,48		
6304	6,65	x 3	
108 TN9	14,31		
UN 205	34,79		
UN 207	40,55		
Retenes:	10,00	x 3	30€
Tornillería:			50€
Llanta adaptada:			200€

		Total piezas	4513,8€

Como era de esperar, el coste de la rueda sobrepasa el precio de algunas de las scooters que se han visto. Del precio total, solo el motor supone alrededor del 70% del total, es decir, que si se planteara una producción en serie, el objetivo sería negociar con la casa Parker SSD Parvex para lograr alguna reducción notoria.

Se incluye el coste de la mano de obra, la cual requiere la presencia de un ingeniero industrial superior encargado del diseño y de la compra de piezas, de un ingeniero técnico mecánico que se dedica a los cálculos estructurales y un especialista encargado del montaje completo.

	<u>Coste bruto (€/h)</u>	<u>Horas</u>	<u>Coste parcial (€)</u>
Piezas.			4514
Ingeniero Superior.	35	500	17500
Ingeniero Técnico.	20	300	6000
Especialista para el montaje.	25	4	100
TOTAL			28114 €

El presupuesto total de este proyecto asciende a la cantidad de 28114 € EUROS.

Leganés a 18 de octubre de 2010

El ingeniero proyectista

Fdo. Daniel Abad Moralejo.

Capítulo 11

Conclusiones y trabajos futuros.

El proyecto ha logrado dar luz a un modelo innovador de mecanismo motorizado. A lo largo de éste se han verificado con éxito las bases principales de viabilidad para la instalación del motor utilizado en la industria del mecanizado en un vehículo eléctrico.

El motor de electrohusillo síncrono DC sin escobillas HW635 ha demostrado ser una elección acertada. Los 18 Nm de torque generados hasta las velocidad de 10.000rpm han dado como resultado la elección de una reducción 1/10. Esta reducción permite aprovechar todo el margen de trabajo del motor y alcanzar una velocidad de 130km/h máxima. Estas características añadidas a las hipótesis del peso de la motocicleta completa (150kg sin conductor) sitúan a dicha motocicleta en una calidad algo inferior a las características de las que compiten en el eGrandprix TTXGP pero superiores a las scooters eléctricas comercializadas en España. En un futuro, será decisión del departamento de Mecánica de la Universidad Carlos III el tipo de motocicleta concreta. Mientras tanto, aunque el enfoque dado sea el visto, la rueda motriz queda con un diseño libre para acoplar cualquier tipo de carrocería.

El dimensionado de los elementos ha sido conservador, asegurando una alta fiabilidad y disponibilidad del sistema de forma que cualquier lector se pueda animar a comprar las piezas y construir el prototipo sin comprobaciones más precisas.

La hipótesis de la distribución geométrica ha dado resultados satisfactorios en los siguientes términos. La rigidez del portasatélites es suficiente como para aligerar el eje en la sección del engranaje hasta los 8 mm de diámetro. Los agujeros perforados para el cableado no provocan el colapso de la estructura. La disposición epicycloidal de tres

satélites contribuye a reducir la fuerza transmitida por cada uno de los dientes consiguiendo un ancho diente de tan solo 26 mm y un diámetro de 22,75 mm el engranaje solar.

Sin embargo, la primera desventaja son las dimensiones finales. Aunque se hayan intentado reducir al máximo, en valores generales, queda un cilindro de 25 cm de diámetro y 45,7 cm de longitud insertados en una llanta de 40cm de diámetro y de un neumático de 70 cm. Para dar cierto estilo al diseño se han achaflanado los bordes del cilindro. Esto podría dar lugar a un nuevo estudio con diferente disposición de elementos.

Los materiales que cumplen con los criterios de resistencia son habituales y de fácil mecanizado como el acero F-112 del eje, la aleación de aluminio 6061 en la carcasa o la aleación de aluminio A365 de la llanta. En contrapartida, los engranajes requerirán de tratamientos termo-químico superficial del tipo cementación o nitrurización. Se habría preferido evitar estos tratamientos pero ha sido imposible pues el esfuerzo por picadura ha resultado ser mayor de lo esperado.

Los rodamientos han sido elegidos según la función que desempeñaban. El más crítico ha sido el de contacto angular de doble hilera encargado de aguantar periódicas fuerzas axiales provocadas por el rotor. Mediante una serie de justificaciones ingenieriles se ha demostrado que este rodamiento puede encajar con el eje de 8mm hallado anteriormente. Todos los rodamientos son estándares y se pueden adquirir en la casa comercial de SKF.

Por último se concluye que los costes de fabricación y montaje de al menos un prototipo asciende a aproximadamente 28114€. Es un valor alto aunque, debido a la diferenciación que marca en el mercado, podría encajar en algún nicho de mercado dispuesto a pagar por ello. Otra posibilidad sería la fabricación en serie, siempre que se asegure una cantidad de compradores potenciales suficientes.

Este proyecto deja abiertas numerosas posibilidades.

- Optimizar el modelo con cálculos detallados con los MEF. Principalmente para ajustar los elementos de unión y la posibilidad de una llantas más estilizada.
- Estudio de los engranajes para la aprobación ISO.
- Construcción del prototipo.
- Adaptación de la rueda motorizada a otros medios de transporte.
- Estudio del índice de aprobación en el mercado.
- Cálculo presupuestario de una producción en serie limitada.

Capítulo 12

Bibliografía.

Libros

- [Coc04] Cocco, Gaetano. *Motorcycle Design and Technology*. Motorbooks, Giorgio Nada Editore (1ª, 2004, Vimodrone, Milán). ISBN: 978-0-7603-1990-1 pp: 21-43,108.
- [Cos06] Cossalter, Vittore. *Motorcycle dynamics*. Solocheck libros, S.L. (2ª, 2006). ISBN: 978-1-4303-0861-4. pp: 73-83.
- [Nav09a] Navarro, Carlos. *Apuntes asignatura de Ingeniería Estructura*. Universidad Carlos III. Cap: Conceptos generales del análisis estructural.
- [Nav09b] Navarro, Carlos. *Apuntes asignatura de Ingeniería Estructura*. Universidad Carlos III. Cap: Conceptos básicos del cálculo estructural.
- [SM90a] Shigley, Joseph E. Y Mischke, Charles R. *Diseño en ingeniería mecánica*. McGraw-Hill Interamericana de México S.A. (5ª, 1990, Méjico). ISBN: 968-422-778-7 pp: 824-862.
- [SM90b] Shigley, Joseph E. Y Mischke, Charles R. *Diseño en ingeniería mecánica*. McGraw-Hill Interamericana de México S.A. (5ª, 1990, Méjico). ISBN: 968-422-778-7 pp: 661-690.

[Tdm.a] *Apuntes asignatura de Tecnología de Máquinas. Ingeniería Estructural.* Universidad Carlos III. Cap: Ejes de transmisión.

[Tdm.b] *Apuntes asignatura de Tecnología de Máquinas. Ingeniería Estructural.* Universidad Carlos III. Cap: Fenómeno de Fatiga.

Norma

AGMA 1012. American Gear Manufacturing Society. Normativa sobre el diseño de engranajes.

DIN 3760. Deustcher Industrie Normen. Normativa sobre la elección de retenes.

Norma 3.1-1C. Ministerio de Obras Públicas. Trazado, de la Instrucción de carretetas incluida como anexo en la Instrucción general de Características geométricas. Trazado, y la Norma complementaria Trazado de autopistas.

Páginas o documentos electrónicos en la red.

[ASM] *ASM Handbook, Volume 18 - Friction, Lubrication and wear technology.* ASM International Copyright. Blau, Peter J. Knovel Ed. (1992). ISBN: 978-0-87170-380-4. pp: 9 chap. 6.

[ALT] *Clasificación en altimetría.* Altimetrías APM CIMA. Disponible [Internet]: <<http://www.altimtrias.net>> [17 de octubre de 2010]

[ECVV] *Proveedores de aleaciones de aluminio para ruedas en el mundo.* Ecvv Market trade online. Disponible [Internet]: <<http://www.ecvv.com/product/Search.html?kw=aluminium-alloy-wheel>> [17 de octubre de 2010]

[EQ99] *Características Eléctricas de Motores eléctricos.* Equitrans99, Equipos de transmisión. Disponible [Internet]: <http://www.equitrans96.net/mototri_images/mototri_04.htm> [17 de octubre de 2010]

[HCAT] *Hadleigh castings aluminium technology.* Hadleigh castings. Disponible [Internet]: <<http://www.hadleighcastings.com/uploads/A356.0%20Alloy%20Detail.pdf>> [17 de octubre de 2010]

[HWHV] *Catálogo de motores HW y HV online.* Parker SSD Paevex. Disponible [Internet]: <http://www.parvex.com/pdf/espanol/com/3564-E_hv-hw.pdf> [17 de octubre de 2010]

[IDAE] *Instituto de la Diversificación y Ahorro de la energía.* Ministerio de Industria, Turismo y Comercio. Disponible [Internet]: <<http://www.idae.es/coches/>> [17 de octubre de 2010]

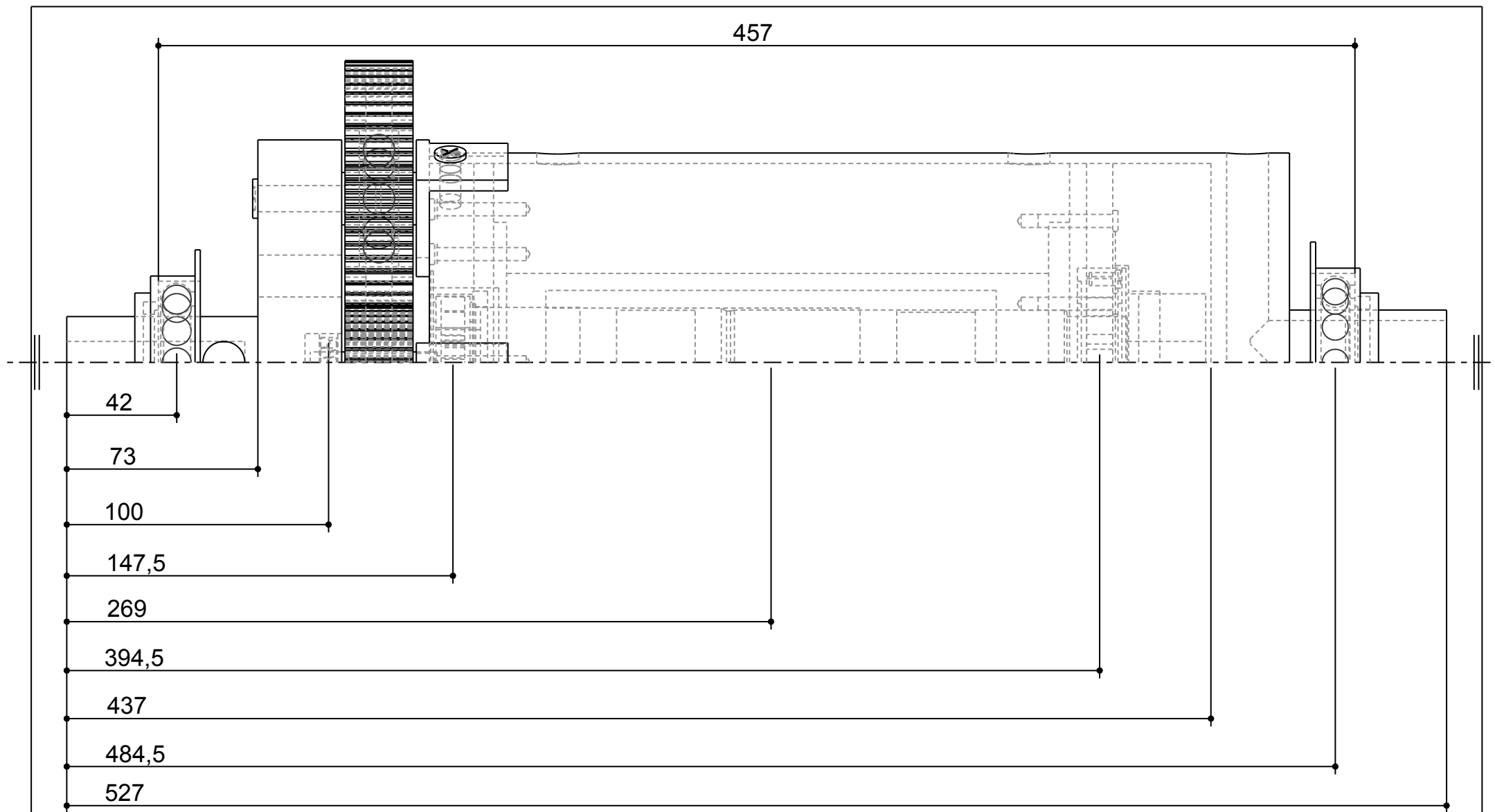
- [MOV] *Catálogo del Plan Movele*. Ministerio de Industria, Turismo y Comercio. Disponible [Internet]: <<http://www.movele.ayesa.es/movele2/>> [17 de octubre de 2010]
- [PAR] *HW electrospindle synchronous motors*. Parker SSD Parvex. Disponible [Internet]: <<http://www.parvex.com/english/products/HW-electrospindle.htm>> [17 de octubre de 2010]
- [SDD] *SSF Drives Division*. Parker Hannifin. Disponible [Internet]: <http://www.ssddrives.com/usa/Products/Servo_Products/HW_series.php/> [17 de octubre de 2010]
- [SKF] *Gama de Productos SKF*. SKF España. Disponible [Internet]: <http://www.skf.com/portal/skf_es/home/products?contentId=094634&lang=es> [17 de octubre de 2010]
- [SKFBI] *Concesionarios en España de SKF*. Brammer Iberia S.A. Madrid. Disponible [Internet]: <http://www.skf.com/portal/skf_es/home/distributors?contentId=094632&lang=es> [17 de octubre de 2010]
- [SMS] *Servo Motors Synchronous Water Spindle Motors*. Parker Hannifin. Disponible [Internet]: <<http://www.ssddrives.com/usa/Resources/PDFs/Catalog/HW%20Series%20Spindle%20Motors.pdf>> [17 de octubre de 2010]
- [TTX] *TTXGP The eGrandPrix*. TTXGP Ltd. Disponible [Internet]: <<http://www.egrandprix.com/teams.php?series=1&name=TTXGP%202009>> [17 de octubre de 2010]

Tesis Doctorales

- [Pur06] Puranen, Jussi. *Induction motor versus permanent magnet synchronous motor in motion control application: a comparative study*. Thesis for the degree of Doctor of Science (Technology) Lappeenranta University of Technology.(2006, Digipaino). ISBN: 952-214-297-2 pp: 16-31.

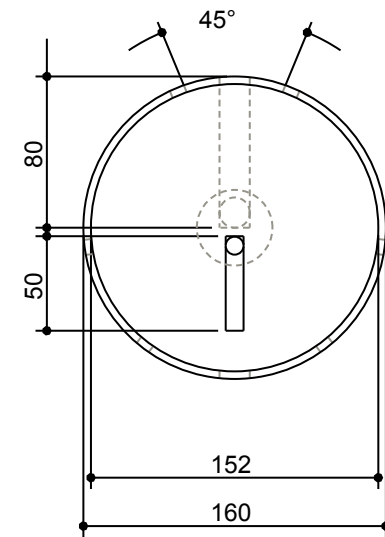
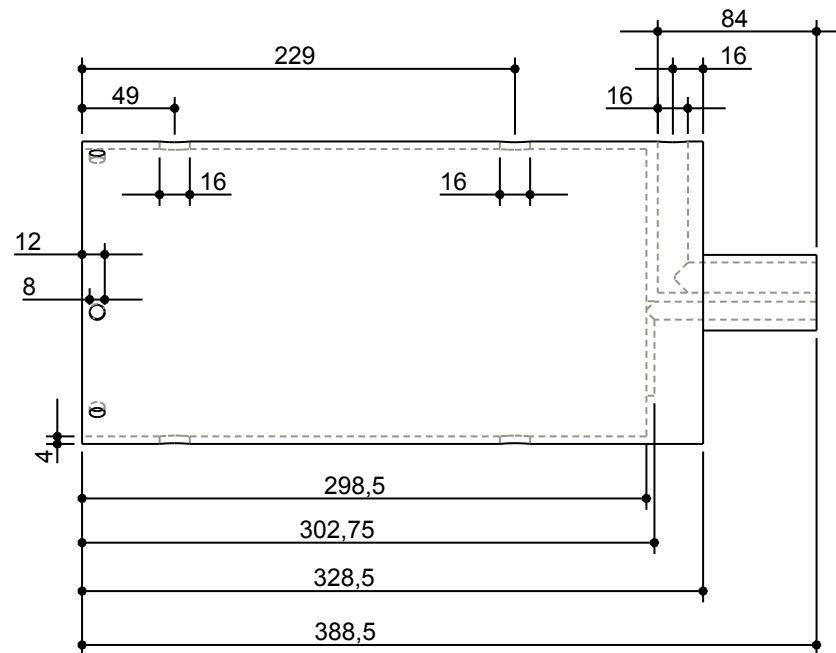
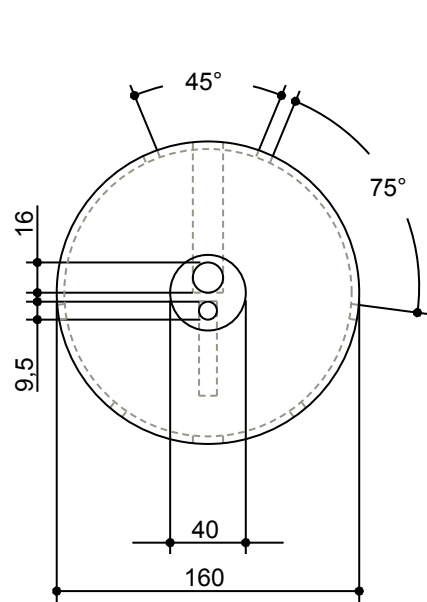
Capítulo 13

Anexos.

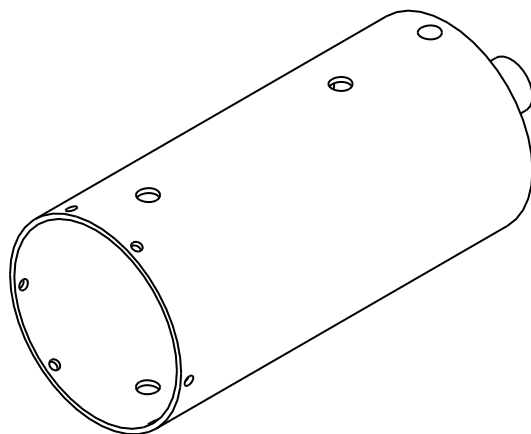


ESCALA 0,500

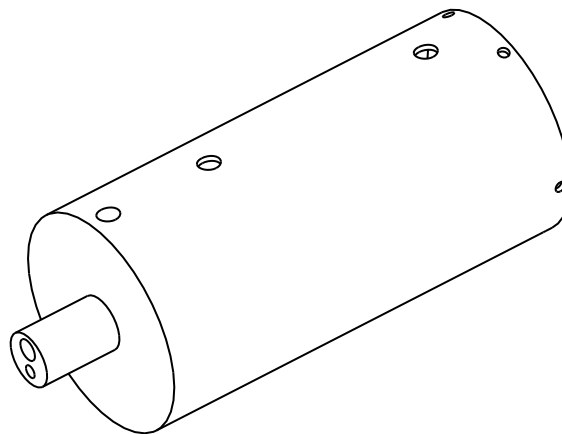
PLANO MEDIDAS FUNDAMENTALES
PFC : RUEDA MOTRIZ
CON MOTOR INTEGRADO
Universidad Politécnica Carlos III
autor : Daniel Abad Moralejo



ESCALA 0,250

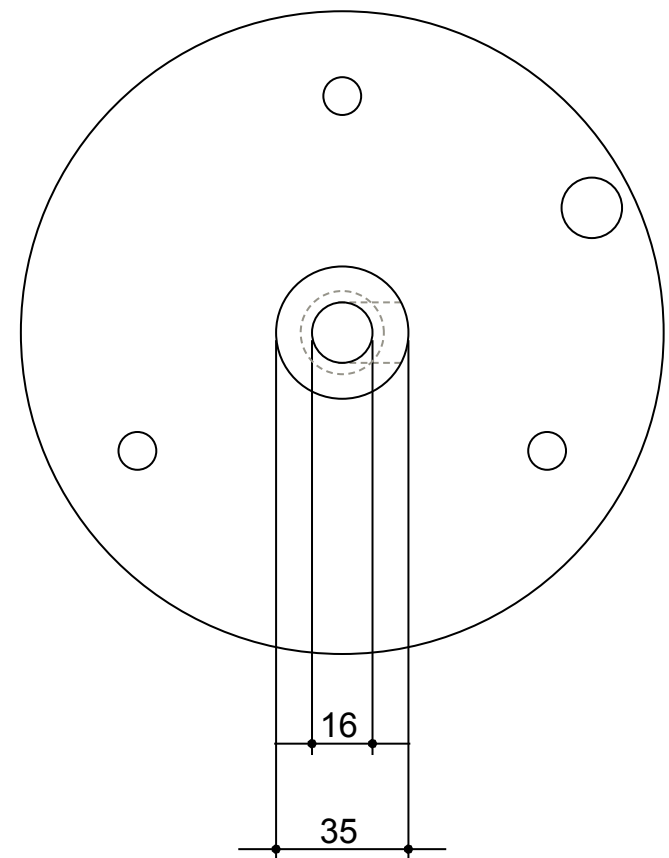
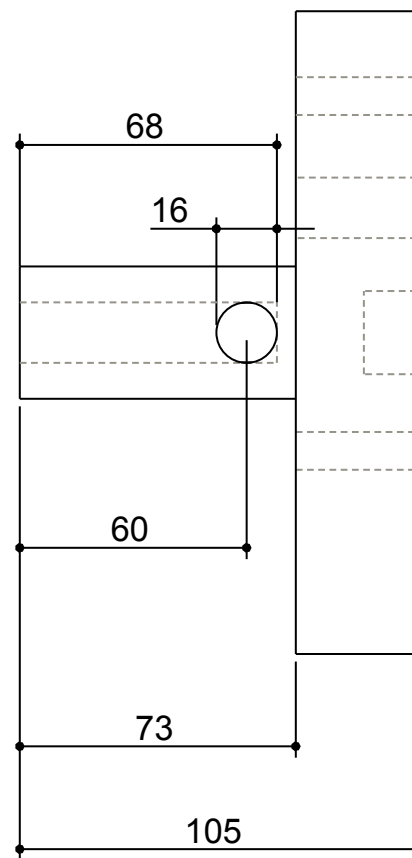
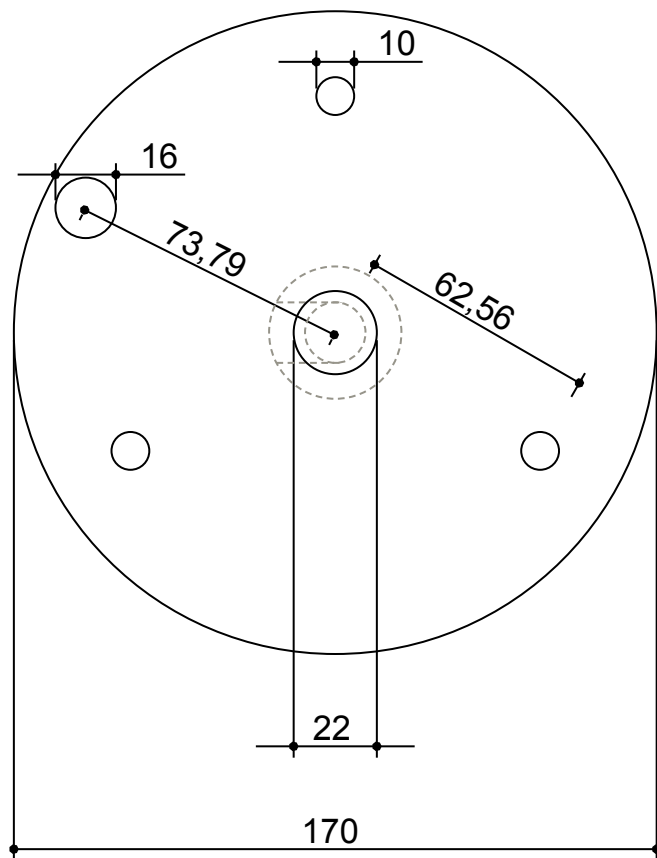


ESCALA 0,200

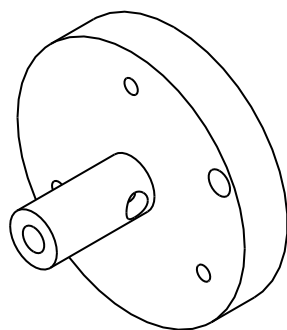


ESCALA 0,200

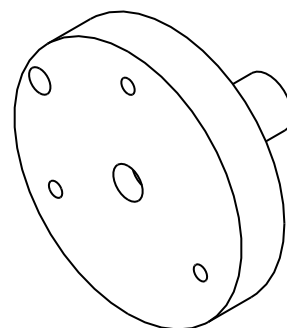
PLANO CARCASA
PFC : RUEDA MOTRIZ
CON MOTOR INTEGRADO
Universidad Politécnica Carlos III
autor : Daniel Abad Moralejo



ESCALA 0,500

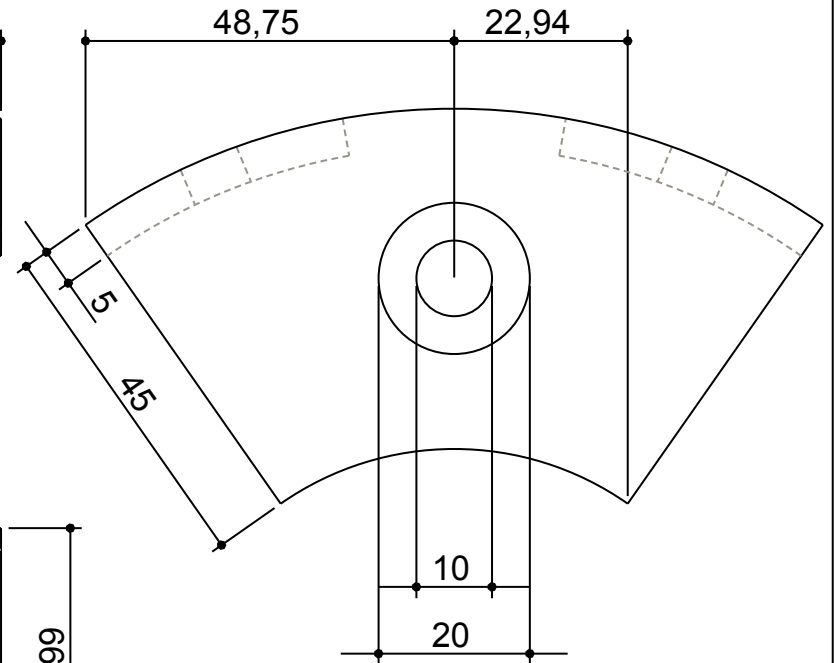
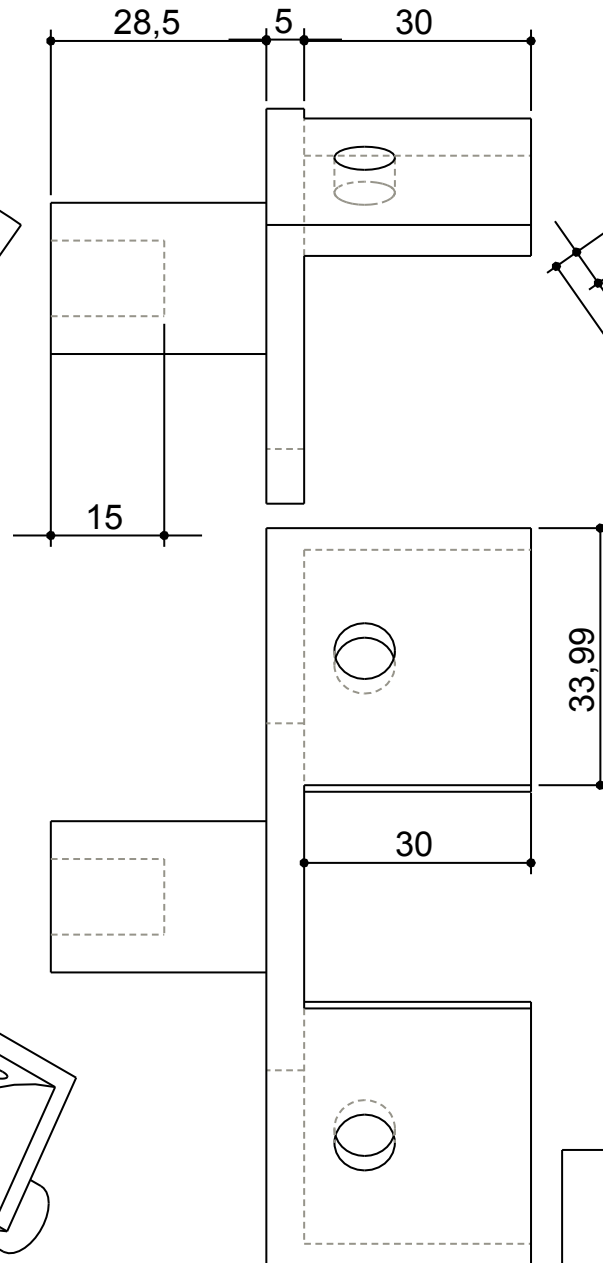
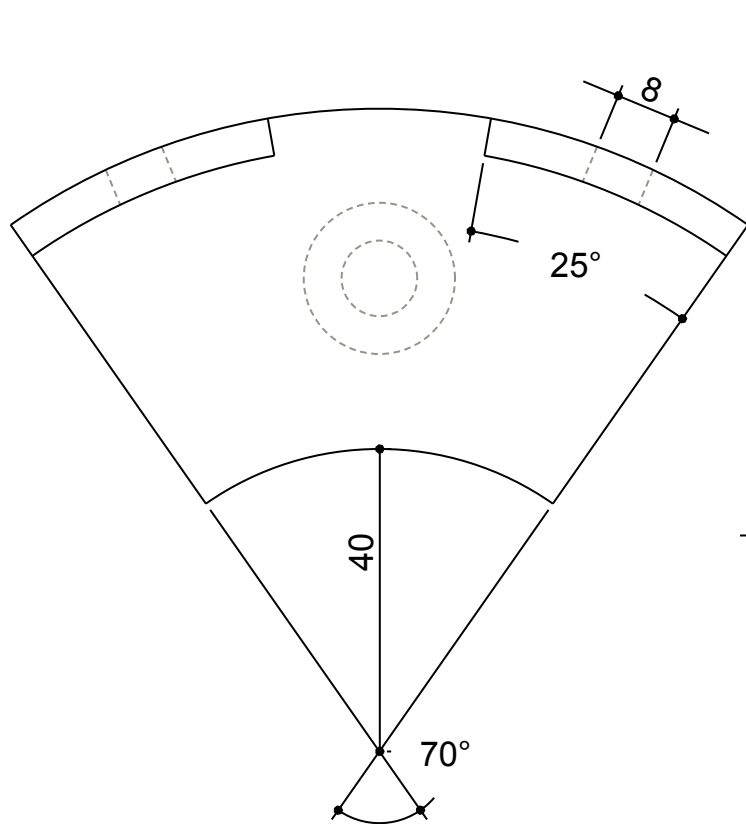


ESCALA 0,250

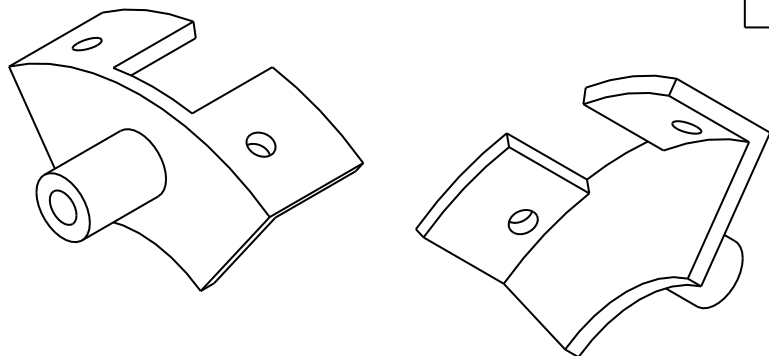


ESCALA 0,250

PLANO PORTASATÉLITES
PFC : RUEDA MOTRIZ
CON MOTOR INTEGRADO
Universidad Politécnica Carlos III
autor : Daniel Abad Moralejo

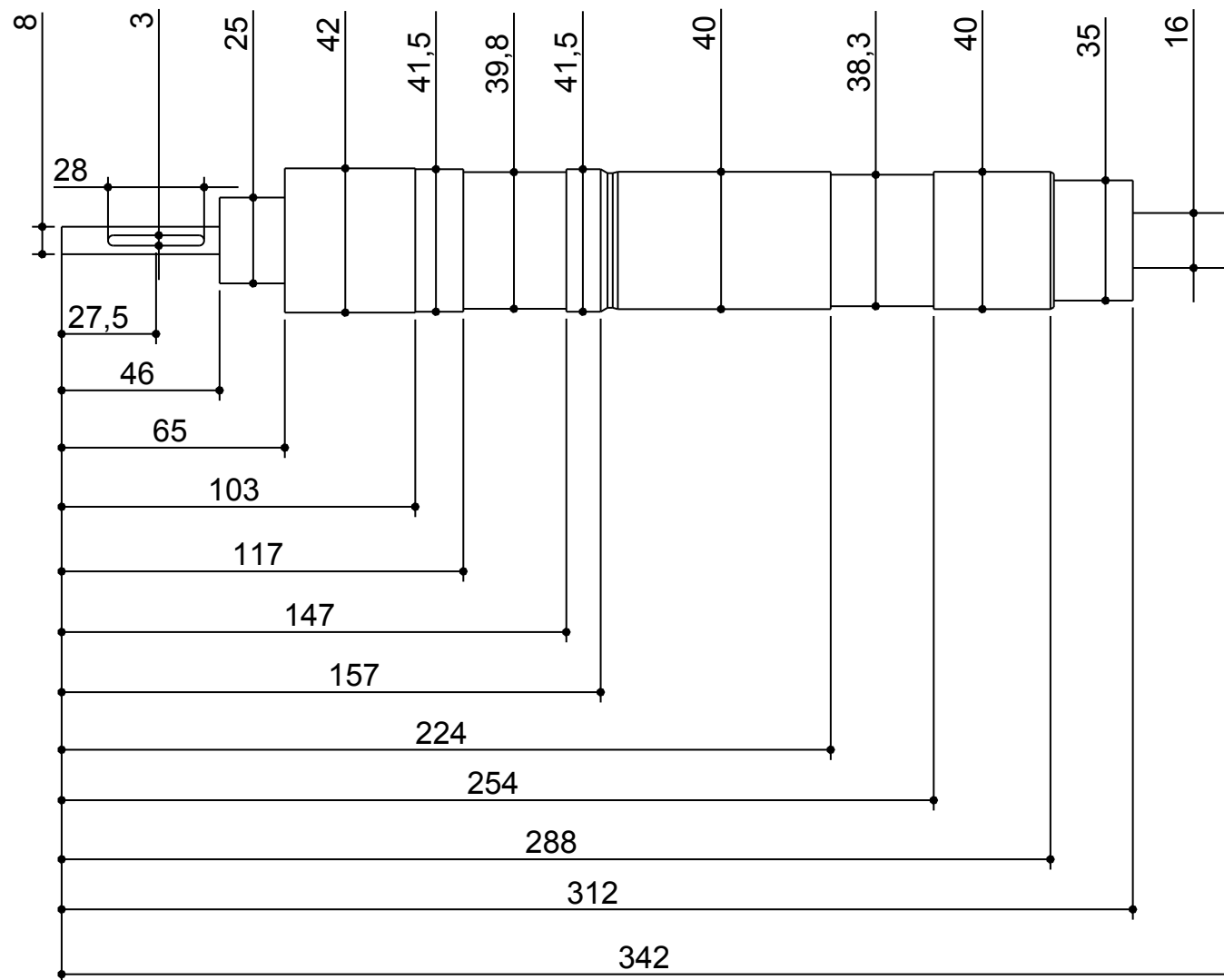


ESCALA 1,000

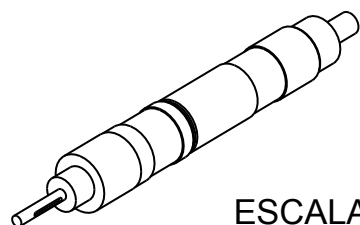


ESCALA 0,500

PLANO PIEZA DE UNIÓN
PFC : RUEDA MOTRIZ
CON MOTOR INTEGRADO
Universidad Politécnica Carlos III
autor : Daniel Abad Moralejo

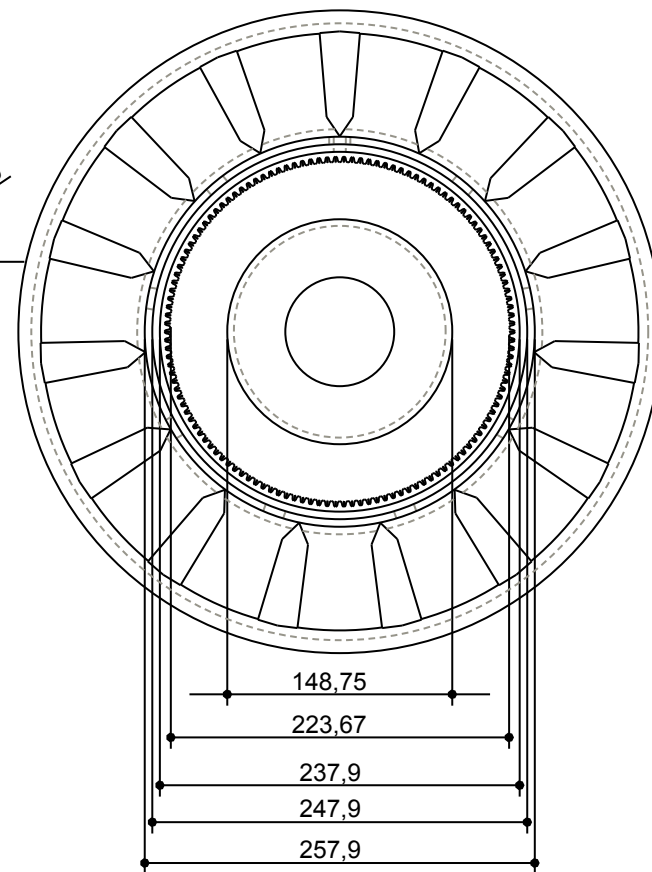
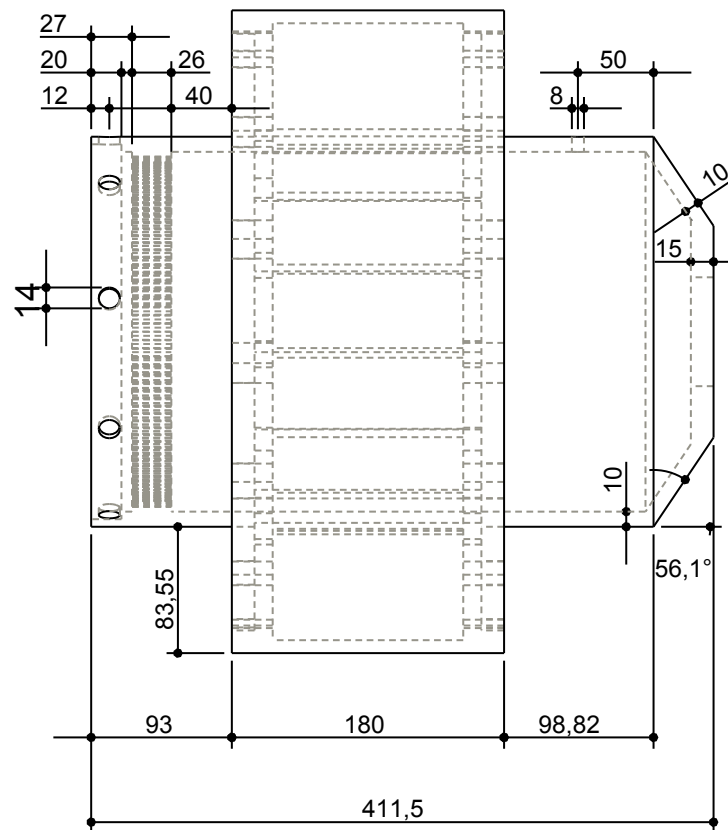
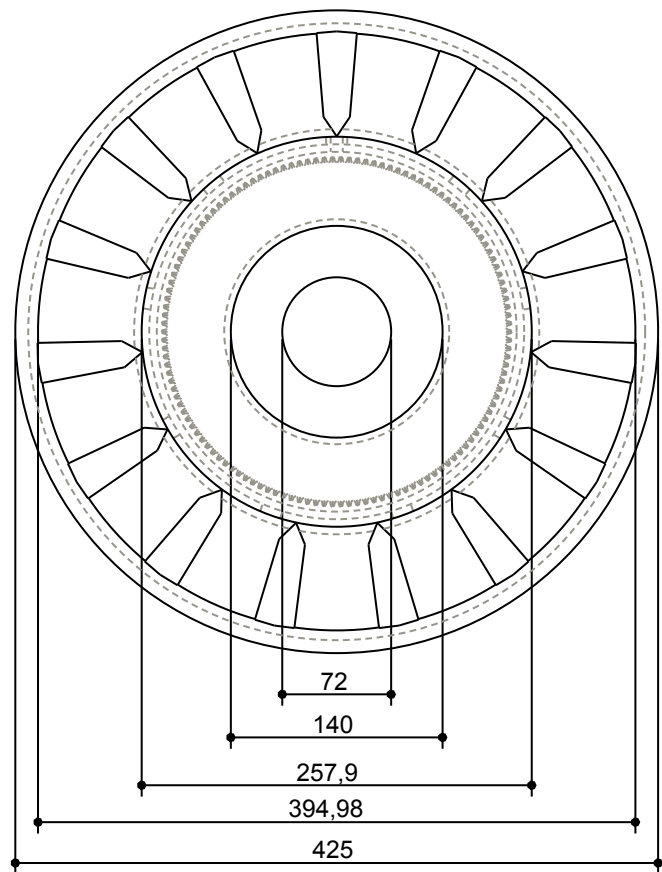


ESCALA 0,500

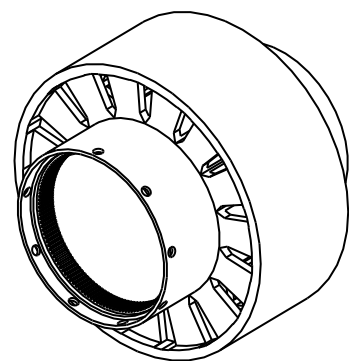


ESCALA 0,200

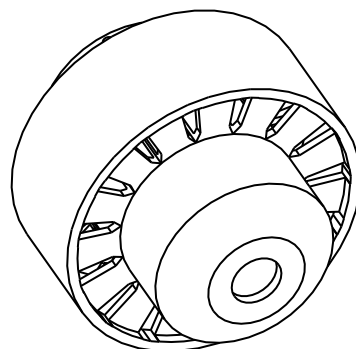
PLANO EJE
PFC : RUEDA MOTRIZ
CON MOTOR INTEGRADO
Universidad Politécnica Carlos III
autor : Daniel Abad Moralejo



ESCALA 0,200

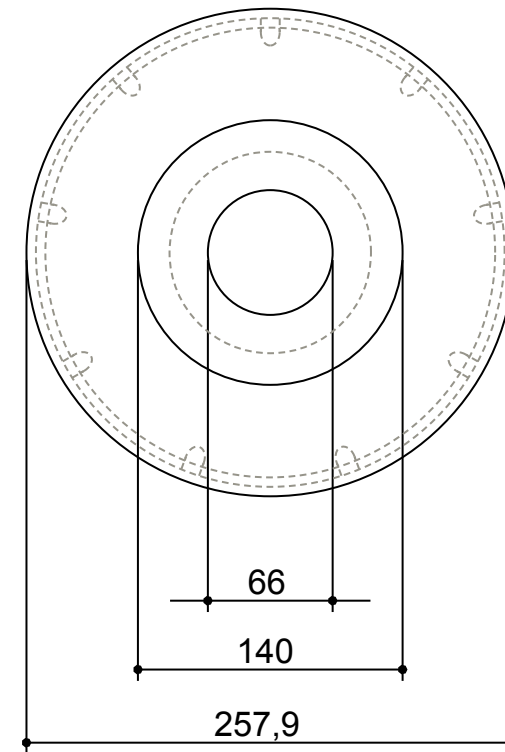
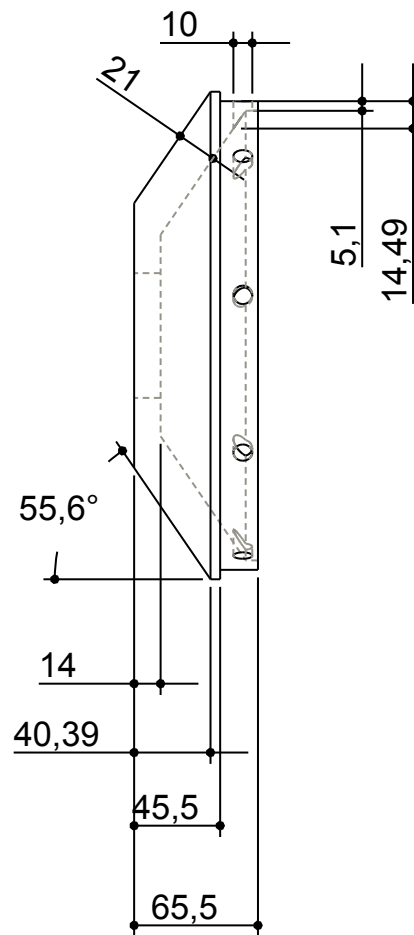
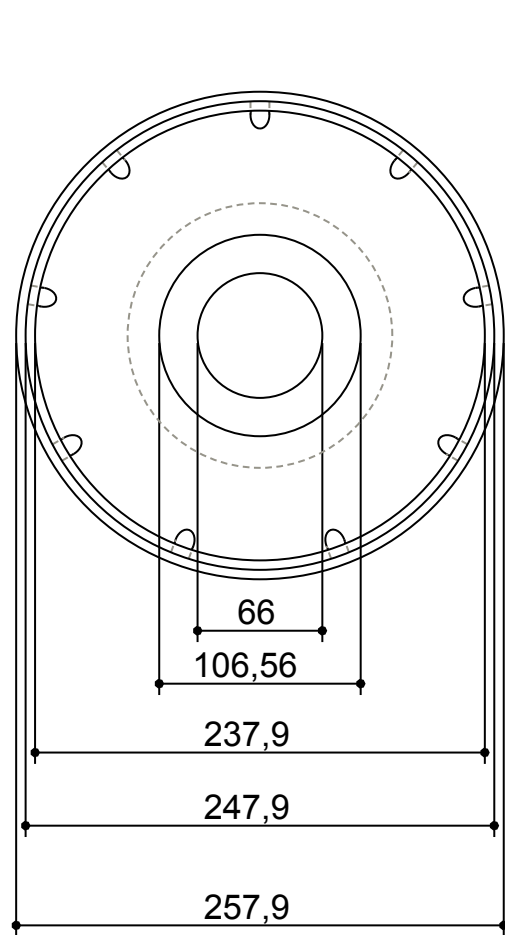


ESCALA 0,100

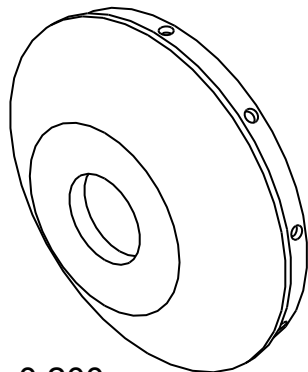


ESCALA 0,100

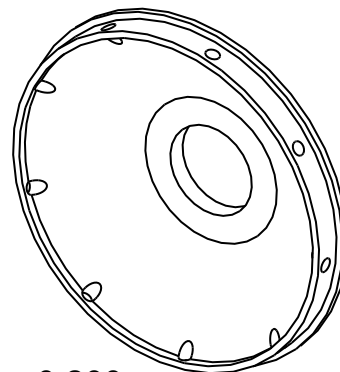
PLANO LLANTA
PFC : RUEDA MOTRIZ
CON MOTOR INTEGRADO
Universidad Politécnica Carlos III
autor : Daniel Abad Moralejo



ESCALA 0,250

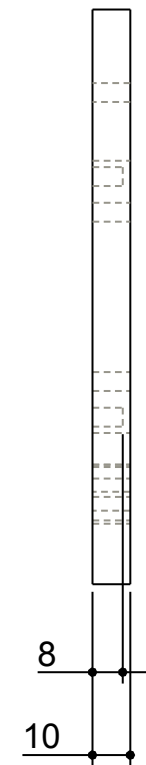
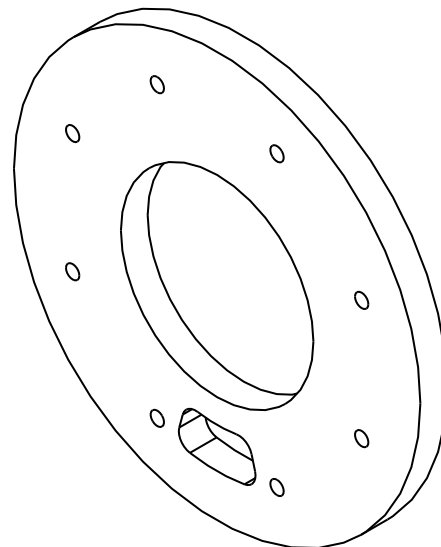
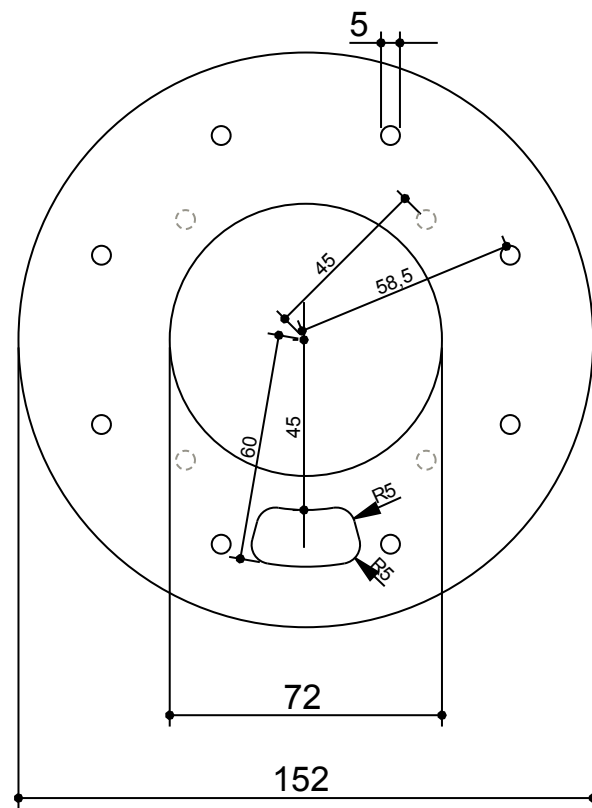


ESCALA 0,200



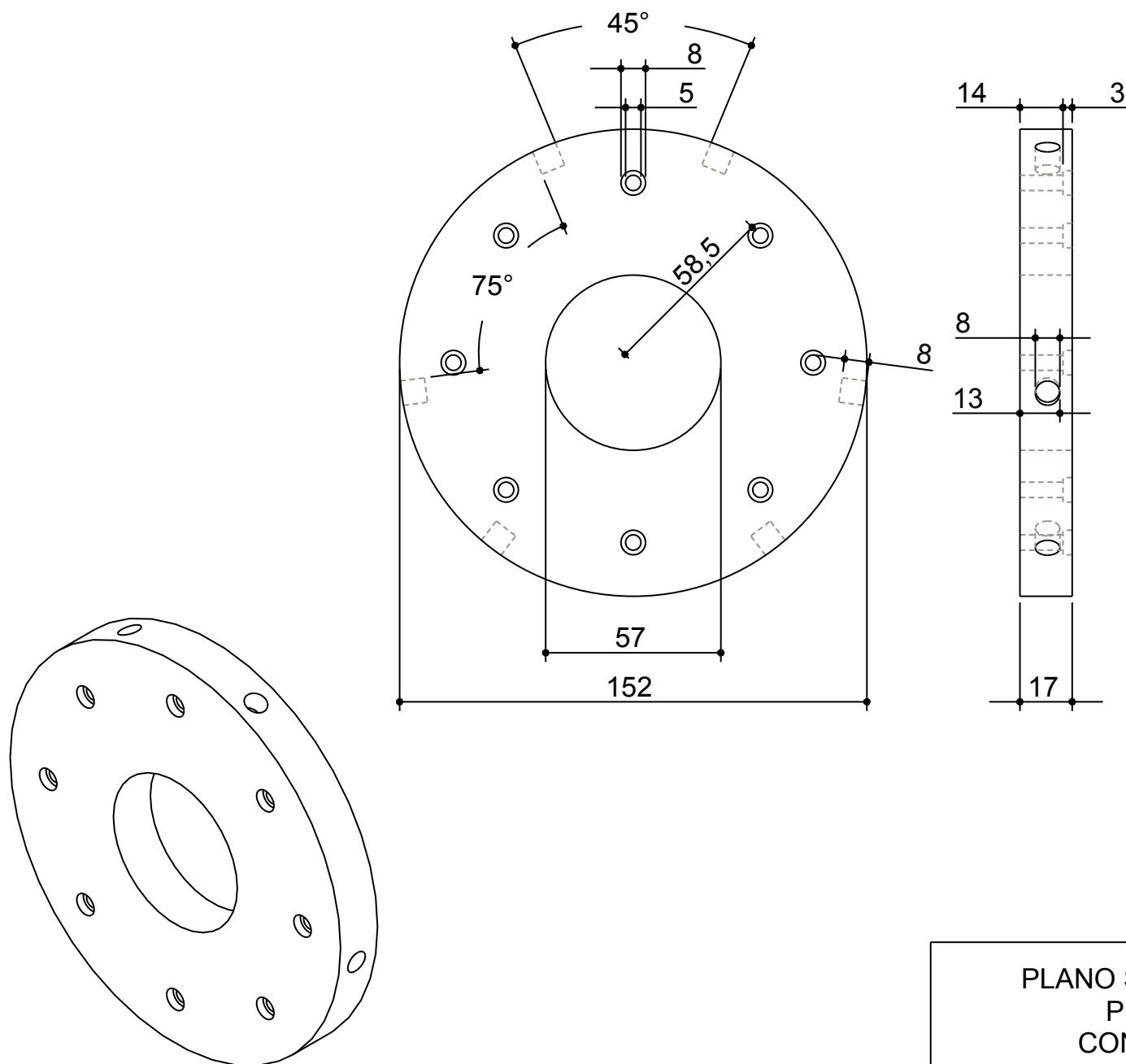
ESCALA 0,200

PLANO TAPACUBO IZQ
PFC : RUEDA MOTRIZ
CON MOTOR INTEGRADO
Universidad Politécnica Carlos III
autor : Daniel Abad Moralejo



ESCALA 0,500

PLANO SERPARADOR DERECHO
PFC : RUEDA MOTRIZ
CON MOTOR INTEGRADO
Universidad Politécnica Carlos III
autor : Daniel Abad Moralejo



PLANO SERPARADOR IZQUIERDO
PFC : RUEDA MOTRIZ
CON MOTOR INTEGRADO
Universidad Politécnica Carlos III
autor : Daniel Abad Moralejo

SSD Parvex SAS

8, avenue du Lac - B.P. 249

F-21007 Dijon Cedex

www.SSDdrives.com

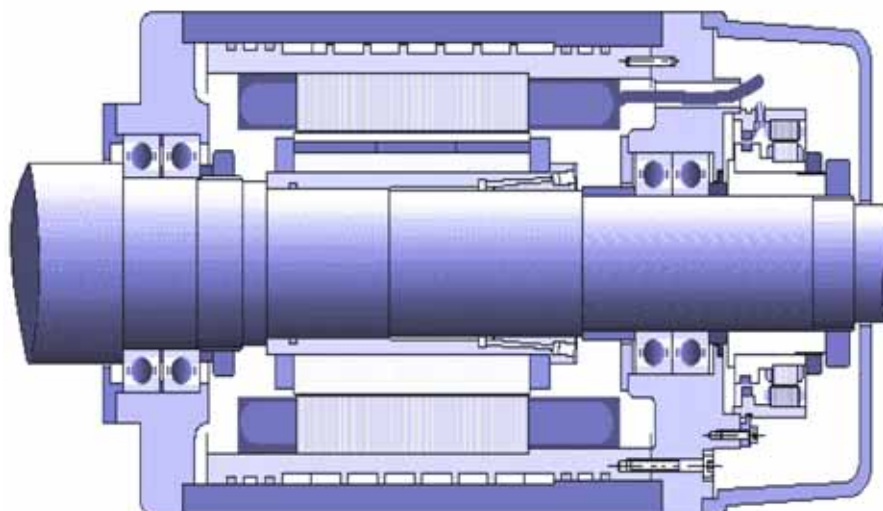


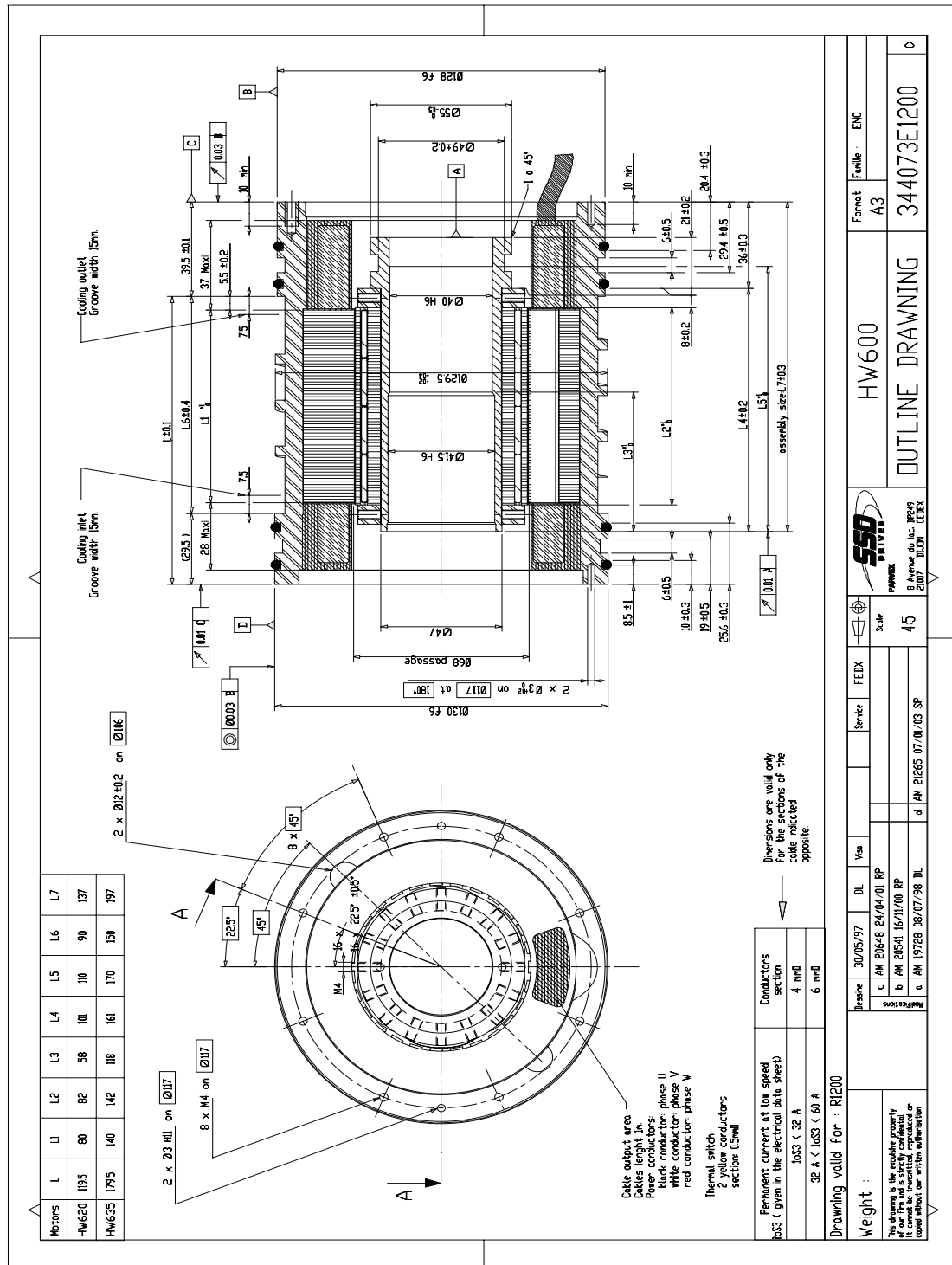
SPINDLE SERVOMOTORS

HW

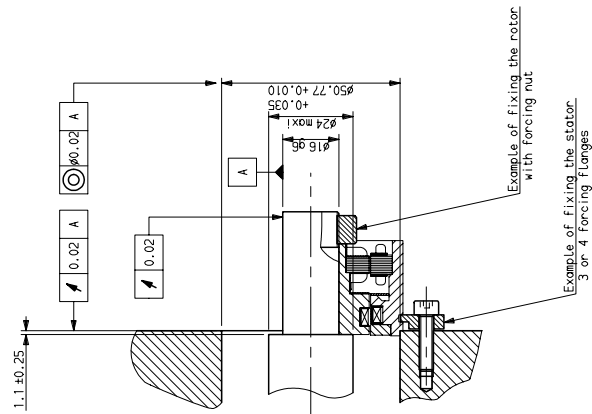
User and commissioning manual

PVD 3496 US – 03/2005

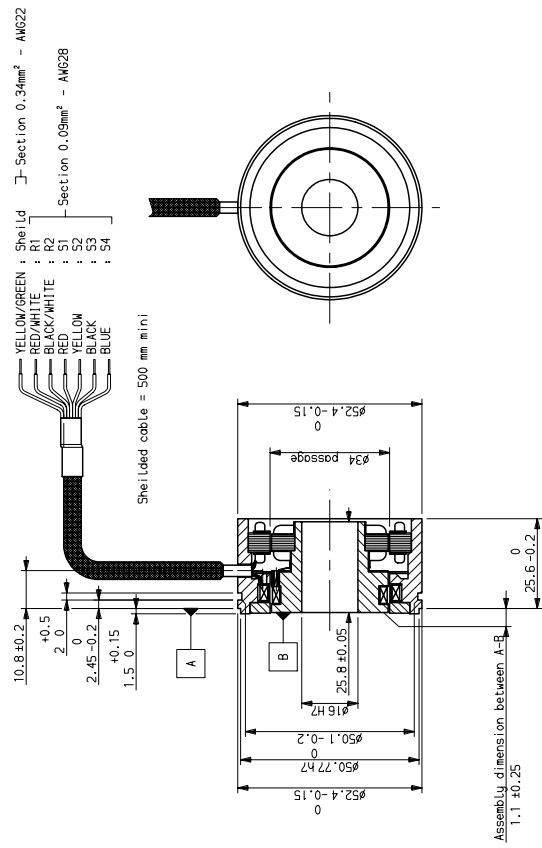


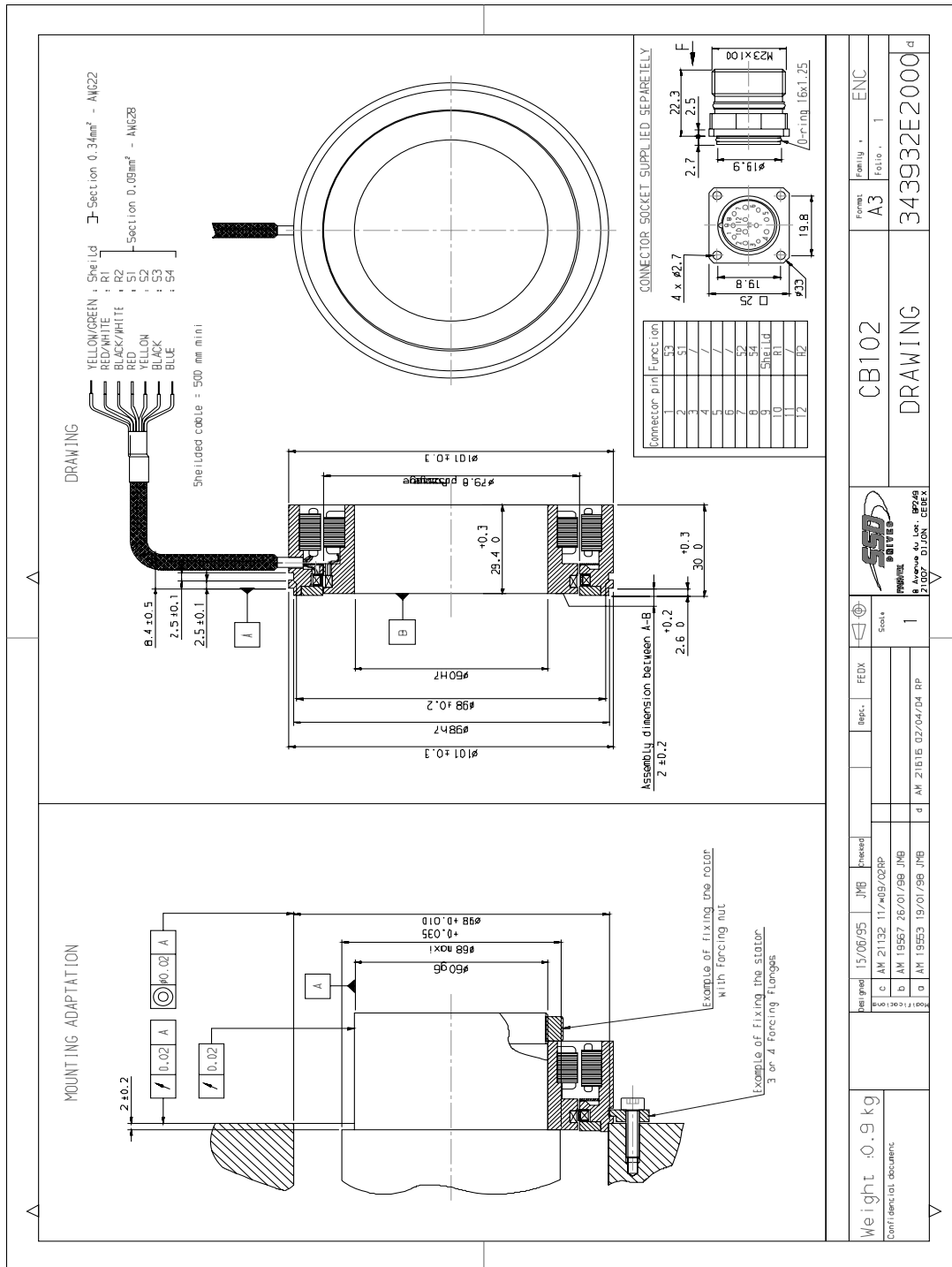


MOUNTING ADAPTATION



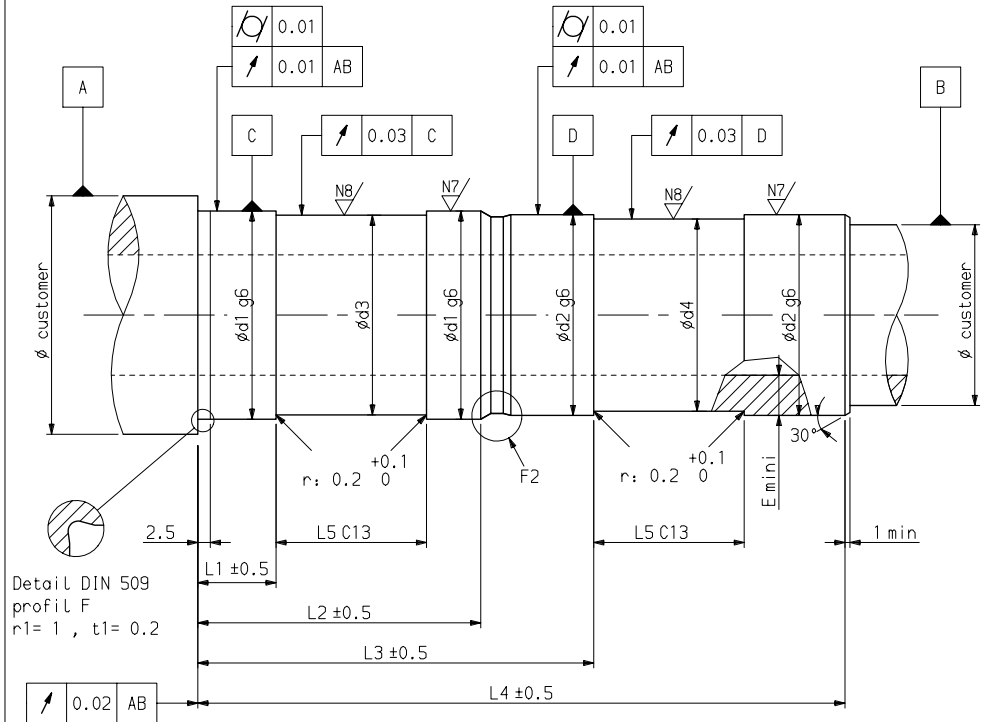
DRAWING

[illegible]



SPINDLE SHAFT REQUIRED INTERFACE FOR STANDARD ROTOR HW400 HW600

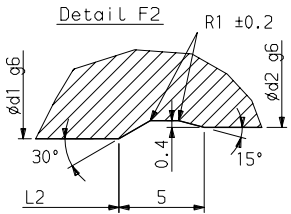
Type with tolerance ring

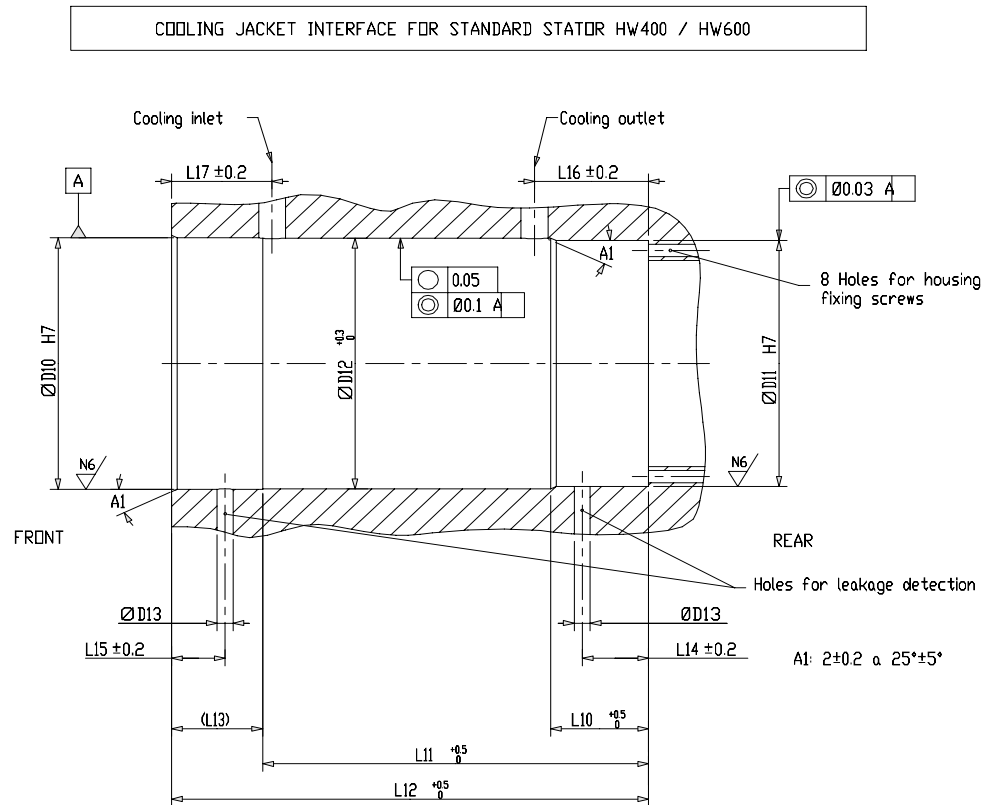


HW400 : spindle shaft in magnetic steel.

Motors	Sizes	d1	d2	d3	d4	L1	L2	L3	L4	L5	E	R1
HW420B.R.200 HW420B.R.500		33	32	31.2 ^{+0.13} _{+0.05}	30.2 ^{+0.13} _{+0.05}	9	32	94	123	16	6	0.6
HW430B.R.200 HW430B.R.500		33	32	31.2 ^{+0.13} _{+0.05}	30.2 ^{+0.13} _{+0.05}	9	32	129	158	16	6	0.6
HW620C.R.200 HW620C.R.500		41.5	40	39.8 ^{+0.1} ₀	38.3 ^{+0.1} ₀	14	54	69	125	30	8	0.6
HW635C.R.200 HW635C.R.500		41.5	40	39.8 ^{+0.1} ₀	38.3 ^{+0.1} ₀	14	54	121	185	30	8	0.6

30 C13	+0.440 +0.110	16 C13	+0.365 +0.095
ø40 g6	-0.009 -0.025	ø32 g6	-0.009 -0.025
ø41.5 g6	-0.009 -0.025	ø33 g6	-0.009 -0.025





Motors	Sizes	D10	D11	D12	D13	L10	L11	L12	L13	L14	L15	L16	L17
HW420B.R.000 HW420B.R.100 HW420B.R.200		100	98	99.9	6	36.5	111	145	34	24.7	20	42.5	37.5
HW430B.R.000 HW430B.R.100 HW430B.R.200		100	98	99.9	6	36.5	144	178	34	24.7	20	42.5	37.5
HW440B.R.000 HW440B.R.100 HW440B.R.200		100	98	99.9	6	36.5	177	211	34	24.7	20	42.5	37.5
HW620C.R.000 HW620C.R.100 HW620C.R.200		130	128	129.9	7	41	127	161	34	26.5	18.5	47	39
HW635C.R.000 HW635C.R.100 HW635C.R.200		130	128	129.9	7.7	41	187	221	34	26.5	18.5	47	39